



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

**NÁVRH A REALIZACE PŘÍDAVNÉHO MODULU
LABORATORNÍHO ZAŘÍZENÍ PRO MĚŘENÍ TŘENÍ V
MAZANÝCH KONTAKTECH**

DESIGN AND EXECUTION OF ADDITIONAL MODULE OF LABORATORY EQUIPMENT FOR
MEASUREMENT OF FRICTION WITHIN LUBRICATED CONTACTS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jan Stifter

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Josef Frýza

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **Jan Stifter**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Josef Frýza**
Akademický rok: 2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Návrh a realizace přídatného modulu laboratorního zařízení pro měření tření v mazaných kontaktech

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce je konstrukční návrh a realizace modulu pro stávající laboratorní zařízení. Modul musí umožnit měření velikosti třecí síly kapalinově mazaného kontaktu mezi ocelovou kuličkou a plochým transparentním elementem.

Cíle bakalářské práce:

Bakalářská práce musí obsahovat: (odpovídá názvům jednotlivých kapitol v práci)

1. Úvod
2. Přehled současného stavu poznání
3. Analýza problému a cíl práce
4. Koncepční řešení
5. Konstrukční řešení
6. Diskuze
7. Závěr
8. Seznam použitých zdrojů

Forma práce: průvodní zpráva, výkresy součástí, digitální data, funkční výrobek

Typ práce: konstrukční

Účel práce: výzkum a vývoj

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 - 20 stran textu bez obrázků).

Zásady pro vypracování práce: http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2016.pdf

Šablona práce: http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/UK_sablona_praci.zip

Seznam literatury:

Shigley, J. E., Mischke, C. R., Budynas, R. G. a Vlk M. (2010): Konstruování strojních součástí. VUTUM, Brno.

Fraden, J. (2010): Handbook of modern sensors: physics, designs, and applications. Springer, New York.

Moore, J. H., Davis, Ch. C., Coplan, M. A. a Greer, S. C. (2009): Building scientific apparatus. Cambridge University Press, New York.

Slocum, A. H. (1992): Precision machine design. Society of Manufacturing Engineers, Dearborn.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.

ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.

děkan fakulty

ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá návrhem a realizací laboratorního modulu pro měření součinitele tření, resp. třecích sil v elastohydrodynamicky mazaných kontaktech současně ve dvou osách. Motivace k realizaci tohoto modulu byla absence podobného zařízení. Rešeršní část práce je věnována tribologii, tenzometrickým snímačům síly a poddajným strukturám. V konstrukční části je řešen výběr vhodného konceptu modulu a snímačů síly. Následně je pomocí MKP analýz navržena poddajná struktura s materiálovými klouby umožňující posuv kontaktního členu ve směru působících třecích sil v mazaném kontaktu. Navržený modul byl vyroben, implementován na laboratorní zařízení a byla otestována jeho funkčnost. Podle výsledků měření modul naplnil cíle práce.

KLÍČOVÁ SLOVA

Laboratorní zařízení, součinitel tření, poddajná struktura, materiálový kloub, tribologie.

ABSTRACT

This bachelor's thesis presents the design and implementation of a module of laboratory device for measuring coefficient of friction and friction forces in elastohydrodynamic lubricated contacts. The module is able to measure friction forces in two perpendicular axes. A motivation for realization of this module was the absence of a similar equipment. The retrieval section of this thesis is dedicated to tribology, strain gauges (force sensors) and compliant mechanisms. The selection of the appropriate concept of the module and the force transducers is solved in the design part of thesis. The compliant mechanism with flexure hinges was designed via FEM analysis. This mechanism allows the displacement of the contact member of module in the direction of the frictional forces acting within a lubricated contact. The proposed module was manufactured, implemented in laboratory equipment and its functionality was tested. According to preliminary results, the module fulfilled the objectives of this thesis.

KEY WORDS

Laboratory device, coefficient of friction, compliant mechanism, flexure hinge, tribology

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

STIFTER, J. *Návrh a realizace přídatného modulu laboratorního zařízení pro měření tření v mazaných kontaktech*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 60 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Josef Frýza.

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu práce, Ing. Josefu Frýzovi, za jeho vedení, odborné rady, postřehy, připomínky a vstřícný přístup.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně pod odborným vedením Ing. Josefa Frýzy s využitím informací a zdrojů, které cituji v seznamu použité literatury.

V Brně dne

.....

Podpis

OBSAH

1	ÚVOD	13
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	14
2.1	Tribologie	14
2.1.1	Kontaktní procesy.....	14
2.1.2	Proces tření.....	14
2.1.3	Režimy mazání.....	15
2.2	Tenzometrické snímače a tenzometry	16
2.2.1	Tenzometrické snímače	16
2.2.2	Kovové tenzometry.....	18
2.2.3	Druhy kovových tenzometrů.....	21
2.2.4	Polovodičové tenzometry.....	23
2.3	Poddajné struktury.....	23
2.3.1	Výhody poddajných struktur.....	24
2.3.2	Překážky ve využití poddajných struktur.....	24
2.3.3	Materiálový kloub	24
2.3.4	Využití poddajných struktur.....	26
3	ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE.....	27
3.1	Stávající laboratorní zařízení	27
3.2	Požadavky na modul pro měření tření.....	28
3.3	Dílčí cíle práce	28
4	KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ.....	29
4.1	Rám modulu.....	29
4.1.1	Uložení pomocí paralelogramu	29
4.1.2	Uložení na vedení s valivými elementy.....	30
4.1.3	Rám s poddajnou strukturou	31
4.2	Uložení transparentního elementu v rámu	32
4.2.1	Uložení v rámu pomocí stahovacího šroubu	32
4.2.2	Uložení v separátní součásti.....	33
4.3	Zatěžovací mechanismus	33
4.3.1	Zatěžování nasouvacími kotouči připevněnými k rámu modulu	33
4.3.2	Zatěžování pomocí stávajícího zatěžovacího mechanismu	34
4.4	Typ tenzometrického snímání třecích sil.....	34
4.4.1	Měření tenzometrickou mřížkou instalovanou na poddajné struktuře	35
4.4.2	Měření tenzometrickým snímačem	35

5	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ.....	36
5.1	Rám modulu	37
5.2	Volba snímačů síly	43
5.3	Upevnění snímačů	46
5.4	Příruba průzoru.....	48
5.5	Upevnění modulu na zatěžovacím mechanismu	49
5.6	Technologie výroby, finanční rozvaha a finální výrobek	49
6	DISKUZE.....	51
7	ZÁVĚR.....	53
8	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	54
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN.....	56
10	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ.....	57
11	SEZNAM TABULEK.....	59
12	SEZNAM PŘÍLOH	60

1 ÚVOD

1

Odhaduje se, že proces tření a jím způsobené opotřebení mechanických součástí způsobuje ztráty ve výši 2 až 4 % hrubého domácího produktu (HDP) industrializovaného státu [1]. Právě tření je jedním z hlavních důvodů, proč stroje bez poruchy fungují pouze omezenou dobu. Snižování tření mezi dotýkajícími se součástmi je tedy klíčové z hlediska úspor materiálu, financí a energie ztracené ať už při výrobě stroje, či během jeho provozu.

Nejběžnějším způsobem jak redukovat ztráty třením je využití maziv. Pro velmi rozmanité aplikace však existuje pestrá škála maziv s různými vlastnostmi. Aby bylo možné pro konkrétní aplikaci vybrat nejvhodnější mazivo, studuje se jejich chování ve třecích kontaktech při různorodých podmínkách. Mezi důležité aspekty mazání patří i způsob, jakým typ maziva ovlivňuje velikost třecí síly a tím i součinitele tření v kontaktu. Hodnota součinitele tření v kontaktu se zpravidla stanovuje měřením velikosti působící třecí síly při známé hodnotě síly normálové (zátěžné). V tribologické laboratoři Ústavu konstruování je možné měřit velikost třecích sil v mazaném kontaktu, avšak její odčítání je umožněno pouze v jednom směru kontaktu – ve směru hlavního valivého či skluzového pohybu. Tato práce se zabývá návrhem a realizací přídatného modulu, který umožní měřit třecí síly jak ve směru hlavního pohybu kontaktu, tak i kolmo na něj, tedy ve dvou vzájemně kolmých osách kontaktu.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

Rešeršní část této práce je rozdělena na tři podkapitoly. Jelikož je cílem této práce konstrukce modulu pro měření tření v mazaných kontaktech, v první podkapitole jsou nastíněny základní poznatky z tribologie. Protože je, vzhledem k relativně malým hodnotám součinitele tření, potřeba měřit síly v těchto kontaktech s vysokou přesností, jsou vhodné pro tuto úlohu tenzometrické snímače. Druhá podkapitola je proto věnována tenzometrickému měření. Třetí podkapitola pojednává o poddajných strukturách, jakožto o vhodném konstrukčním řešení modulu.

2.1 Tribologie

Tato vědecká disciplína studuje chování stýkajících se povrchů při jejich relativním pohybu anebo při pokusu o vzájemný pohyb. Obecně může tento pohyb být kluzný, valivý, nárazový či kmitavý. Ve skutečnosti se však běžně uplatňuje více těchto pohybů současně. Tato vzájemná interakce povrchů je doprovázena vznikem pasivních odporů proti pohybu, které jsou označovány jako tření, jehož důsledkem je opotřebení. [2, 3]

2.1.1 Kontaktní procesy

Znakem chování tribologické soustavy je kontakt mezi jednotlivými členy. V těchto procesech je nutné uvažovat základní tvarové, rozměrové a materiálové vlastnosti dotýkajících se povrchů. Je třeba uvažovat množství faktorů, obzvláště tyto [2]:

- počet těles zúčastněných v kontaktním procesu
- makro- a mikrogeometrii těles
- mechanické, fyzikální a chemické vlastnosti těles tribologické soustavy
- charakteristický druh deformace mezi jednotlivými členy soustavy
- druh a rychlost vzájemného relativního pohybu

Velký význam má při řešení tribologických problémů plocha styku. Skutečná styková plocha je však menší než geometrická styková plocha. Vzájemný styk reálných těles se děje po výčnělcích, jelikož tato tělesa nejsou dokonale hladká. [2, 4]

2.1.2 Proces tření

Tření je pasivní odpor, který působí proti relativnímu pohybu těles, jež se nacházejí ve vzájemném kontaktu. Podle druhu relativního pohybu a tvaru třecích ploch se tření dělí na smykové a valivé. Při tření bez přítomnosti jakéhokoliv maziva (např. oleje či vzduchu) nastává pouze jediný stav, a to tzv. *suché tření*. [2, 4, 5]

Suché tření

Tento druh kontaktního procesu nastává, když se určující materiálová oblast vyskytuje v tuhém stavu. Tohoto stavu je možné dosáhnout především ve vakuu. Současné poznání říká, že suché tření má dva aspekty: deformační a adhezní. V prvním případě se uplatňuje spíše mechanika, ve druhém spíše chemie. Vlastnosti povrchů mají však vliv na obojí. [2, 4]

2.1.3 Režimy mazání2.1.3

Tření v kontaktech je snižováno přítomností maziva. Vnější podmínky mazání mohou být různé, proto rozlišujeme tři základní režimy [2, 3]:

1. *kapalinové mazání* – je charakterizováno stavem, kdy vrstva materiálu, ve které tření probíhá, má vlastnosti kapaliny
2. *plynné mazání* – je obdobné jako kapalinové tření, avšak charakteristická vrstva má vlastnosti plynu
3. *plazmatické mazání* – během tohoto druhu tření má určující vrstva, ve které tření probíhá, vlastnosti plazmy

Mezné mazání

Pokud se mezi třecími povrchy nachází tenká vrstva adsorbovaných molekul plynu, kapaliny nebo látky vytvořené chemickou reakcí povrchů, je toto mazání označováno jako mezné. Může k němu docházet i u záměrně kapalinově mazaných povrchů, pokud není tloušťka mazacího filmu dostatečná, nebo vrstva maziva nemá dostatečnou únosnost. Při těchto podmínkách se třecí plochy přiblíží k sobě natolik, že bezprostřednímu vzájemnému styku brání pouze mezná vrstva maziva, tj. film polárních molekul maziva s velkou přilnavostí k povrchu. [2, 3, 4]

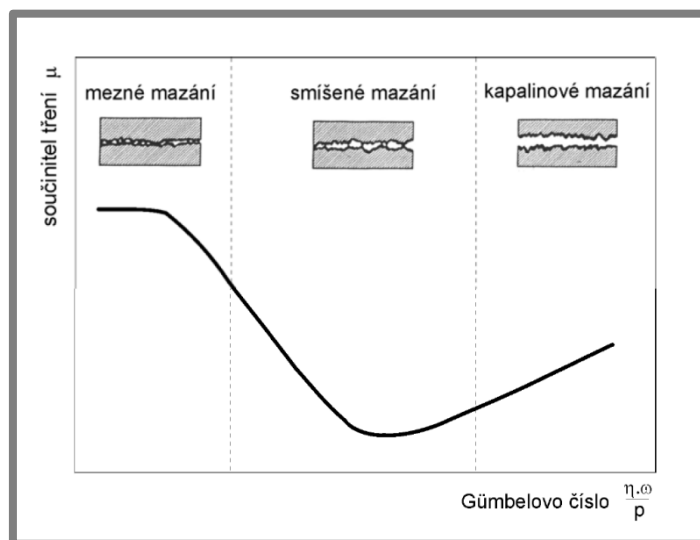
Kapalinové mazání

Dokonalého oddělení třecích povrchů je dosaženo při kapalinovém mazání, kde se mezi povrchy vytvoří souvislá vrstva maziva, jejíž tloušťka zcela převyšuje povrchové nerovnosti těles. Třecí síla je v těchto podmínkách závislá pouze na vnitřním tření v mazací vrstvě. [2, 3]

Smíšené mazání

V případě, že třecí plochy nejsou odděleny vrstvou maziva dokonale a dochází i k bezprostřednímu styku jejich nerovností, nastává mezi nimi mazání smíšené, tj. jak tření kapalinové, tak i mezné. K přechodu z kapalinového na smíšené tření může dojít nejčastěji při velkém zatížení, velké vzájemné smykové rychlosti třecích ploch spojené s generováním tepla a poklesem viskozity maziva či nedostatečnou rychlostí strhávání maziva do kontaktu. [2, 3]

K jakému druhu mazání bude v kontaktu docházet, lze stanovit teoreticky pomocí tzv. Stribeckovy křivky, která vyjadřuje závislost součinitele tření na Gümbelově čísle, případně na parametru mazání. Hodnota Gümbelova čísla Gu je závislá na viskozitě a tlaku maziva a relativní rychlosti pohybu stykových ploch. Kdežto parametr mazání Λ je závislý na minimální tloušťce mazacího filmu a na redukované drsnosti třecích povrchů. [2, 3, 4]



Obr. 2.1: Stribeckova křivka [4]

2.2 Tenzometrické snímače a tenzometry

2.2.1 Tenzometrické snímače

Tenzometrické snímače se skládají z vlastního tělesa snímače a z na něm připevněných tenzometrů. Typickým příkladem tenzometrických snímačů jsou snímače síly. Při působení zatěžující síly na těleso, na němž je nainstalován tenzometr (nebo soustava tenzometrů), lze při znalosti vlastností materiálu naměřenou deformaci tělesa převést na velikost působící síly. Toto těleso je nejčastěji vyrobeno z oceli nebo hliníku, zčásti je tvořeno deformovatelnými prvky, které určují místo deformace snímače a jeho tuhost a na kterých jsou vhodným způsobem instalovány tenzometry. Na trhu existuje velká škála těchto snímačů, jež jsou dimenzovány pro různé provozní podmínky, odlišnou přesnost měření, apod. Jejich použitelnost pro danou aplikaci je zpravidla podmíněna následujícími parametry:

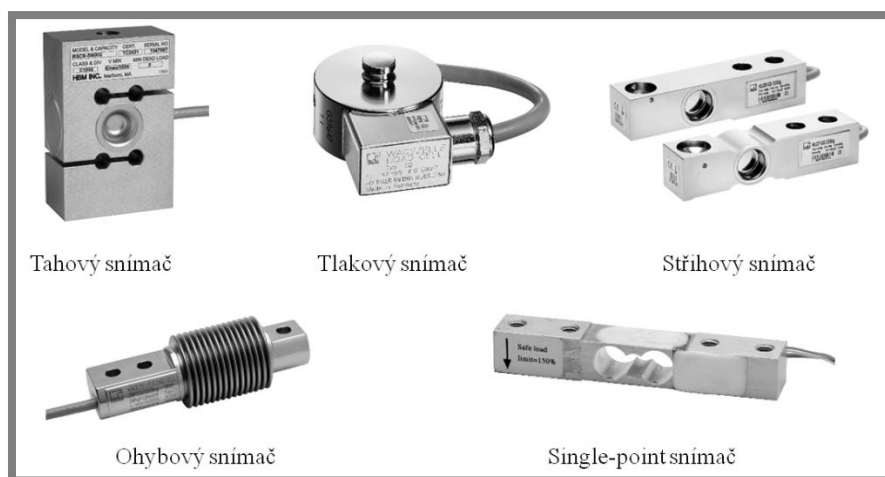
Rozsah snímače

Měřicí rozsah snímače je dán nominální silou, kterou je možné snímač zatížit. Udává se v N nebo kN, případně ve váhových jednotkách, když se jedná o snímač určený k vážení. Dalším důležitým údajem je dovolené přetížení. Pohybuje se nejčastěji mezi 120 a 150 % nominální hodnoty zatížení. V neposlední řadě je nutné vzít v úvahu,

zda bude snímač namáhán staticky nebo dynamicky. Při trvalém statickém zatížení se nedoporučuje překročit 75 % nominálního rozsahu, při dynamickém namáhání se nedoporučuje překročit 50 % nominálního rozsahu. [6]

Směr a způsob zatížení

Mezi běžně dostupné typy snímačů patří tahové, tlakové, ohybové, stříhové nebo tzv. single-point snímače. Například pro vážení zásobníku, svislé nádrže nebo síla je doporučeno použít tlakové nebo stříhové snímače; pro mostní váhy tlakové snímače; pro závěsné váhy tahové a pro platformové váhy je doporučeno použít buď ohybové (pro vícesnímačové platformy) nebo single-point snímače, které obsahují kompenzaci proti chybám způsobeným krutem. [7]



Obr. 2.2: Typy tenzometrických snímačů [21]

Citlivost snímače a napájecí napětí

Citlivost snímače udává velikost napětí signálu na výstupu snímače při nominálním zatížení a daném vstupním napětí. Jednotky citlivosti jsou mV/V (milivolt výstupního napětí na volt vstupního), běžně se pohybuje od 0,5 do 3 mV/V. Obecně platí, že čím je větší citlivost snímače, tím lze lépe provádět měření, avšak pouze do určité meze, při které se tenzometr začne zahřívat a ovlivňovat přesnost měření. Proto je nutné dodržovat doporučené napájecí napětí, obvykle v rozsahu 2,5 až 20 V. Tenzometr lze napájet stejnosměrným i střídavým napětím. [6]

Teplotní rozsah

Někdy se u snímačů uvádějí dva až tři teplotní rozsahy: kompenzovaný, pracovní a skladovací. Kompenzovaný teplotní rozsah je takový, při kterém výrobce snímačem měřil a provedl testování. V tomto rozsahu jsou garantovány všechny parametry snímače uvedené v technickém listu. Pracovní teplotní rozsah je větší než

kompenzovaný a právě v tomto rozsahu je možné snímač běžně používat, aniž by chyba měření narostla nějak výrazně oproti kompenzovanému rozsahu. [6]

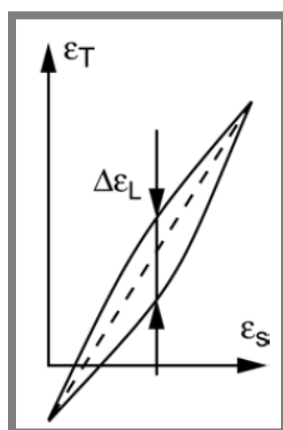
Chyba měření

U tenzometrických snímačů mají největší podíl na celkové chybě měření nelinearita a hystereze [6].

Nelinearita se projevuje na měřeném odporu při postupném zatěžování. Výsledná závislost není lineární, maximální rozdíl mezi ideální a skutečnou křivkou se udává v procentech nominálního rozsahu. [6, 8]

Hystereze je rozdíl v hodnotě naměřené změny odporu při vzrůstu a následném poklesu přetvoření na stejné úrovni přetvoření. [6, 8]

Hodnoty nelinearity a hystereze se udávají jako procentuální podíl citlivosti snímače a jsou typicky dány třídou přesnosti. Tj. pro snímač s přesností $\pm 0,03 \%$ z nominálního rozsahu by hodnota nelinearity a hystereze měla být menší nebo rovna $\pm 0,03 \%$ citlivosti.



Obr. 2.3: Graf hystereze při přetvoření [7]

2.2.2 Kovové tenzometry

Kovové (odporové) tenzometry využívají závislosti elektrického odporu na geometrii vodiče plynoucí zejména z jeho deformace. Když je elektrický vodič elasticky prodloužen, aniž by došlo k jeho trvalé deformaci nebo porušení celistvosti, zvyšuje se jeho celkový elektrický odpor. Naopak při zkrácení se odpor vodiče sníží. Tato změna el. odporu vodiče je způsobena změnou velikosti průřezu vlivem deformace a částečně také změnou jeho rezistivity vlivem změn v mikrostruktuře. Ze změřeného odporu tenzometru lze odvodit napjatost v materiálu, se kterým je spojen. [8, 9]

Z pohledu přesnosti měření pomocí tenzometrických struktur (měřících mřížek) jsou podstatnými ukazateli především deformační součinitel tenzometru a jeho příčná citlivost.

Deformační součinitel tenzometru (k-faktor)

Princip funkce tenzometru spočívá v tom, že změna délky (a tím průřezu) měřicího prvku způsobuje změnu jeho odporu R . Tato změna je dána vztahem

$$R = \rho \frac{l}{S} \quad (1)$$

kde ρ je specifický odpor, l je délka a S je průřez odporového drátku. Pro konečnou změnu ΔR odporu lze odvodit vztah

$$\frac{\Delta R}{R} = k\varepsilon \quad (2)$$

kde ε je poměrná deformace a k je deformační součinitel tenzometru, tzv. k-faktor. Je to bezrozměrný součinitel, ve kterém je zahrnut vliv měřicí mřížky i celé konfigurace tenzometru. U mřížek vyrobených z konstantanu se hodnota k-faktoru pohybuje okolo dvou. [8, 9]

Příčná citlivost

Tenzometr by se v ideálním případě měl deformovat a tím měnit hodnotu odporu pouze v tzv. aktivní délce, avšak v některých případech (např. pokud hlavní napětí působí ve směru mimo osu aktivní délky tenzometru) dochází k deformaci mřížky i v příčném směru. Příčná citlivost tenzometru je dána vztahem

$$q = \frac{k_t}{k_l} \quad (3)$$

kde k_l je deformační součinitel tenzometru ve směru aktivní délky a je definován vztahem

$$k_l = \frac{\Delta R/R_0}{\varepsilon_l} \quad (4)$$

a k_t je deformační součinitel v příčném směru a je definován vztahem

$$k_t = \frac{\Delta R/R_0}{\varepsilon_t} \quad (5)$$

K omezení příčné citlivosti jsou tenzometry nejčastěji navrhovány se zesílením konců jednotlivých smyček měřicí mřížky. Tenzometry běžně mívají hodnoty příčné citlivosti menší než 0,008. [8, 9]

Provedení mřížky kovového tenzometru může být realizováno jako [8, 9]:

- *drátkové* – je historicky starší a v dnešní době se využívá spíše jen pro některé zvláštní účely (vysoké teploty, velké deformace apod.)
- *foliové* – umožňuje rozložení mřížky rozmanitých tvarů
- *vrstvé* – převážně pro snímání tlaku

Drátkové tenzometry

Lepené drátkové tenzometry s podložkou jsou nejstarším používaným typem tenzometru. Kovová mřížka je tvořena drátkem, je přilepena lepidlem na pevnou podložku. Jejich pomocí je možné zjišťovat jedno- i víceosové napjatosti, zbytkové napětí, vyšetřovat koncentrátoři a gradienty napětí v oblastech pružných i plastických deformací. Speciální typy jsou schopné měřit při extrémních teplotách (–270 až +950 °C). [8]

Tyto tenzometry zaručují malý rozptyl odporu, deformačního součinitele tenzometru i teplotních součinitelů, což je podstatné pro vyloučení rušivých vlivů při současném měření více tenzometry. Jsou cenově dostupné a pro velký sortiment tenzometrů existuje i odpovídající sortiment lepidel. Mezi jejich nevýhody patří omezená dosažitelná hodnota odporu (omezena rozměry mřížky a průměrem drátku), malý k-faktor a tečení, které se obzvláště projevuje při vyšších teplotách. [8, 9]

Tenzometry bez podložky se používají pro měření za vysokých teplot, jsou připevňovány keramickým tmelem. [8]

Tenzometry s volnou mřížkou (nelepené) mají odporové drátky uchyceny mezi soustavu držáků (izolačních kolíků ze safíru). Aktivní odporový článek tedy přilepen není a tím odpadají problémy s přenosem deformace na celý povrch odporového článku. Mezi další výhody tohoto provedení patří možnost použití při vyšších teplotách (až 310 °C), malá hystereze a velká stabilita nulového bodu. Na druhou stranu je jejich výroba náročná na mechanické provedení a to se projevuje i na ceně. [8]

Foliové tenzometry

V současné době to jsou nejčastěji užívané kovové tenzometry [9].

Mřížka je tvořena vodivou folií (minimální tloušťka 5 μm), která je na podložku připevněná lepidlem. Tvar mřížky je nejčastěji vytvořen leptáním. Jako materiál podložky se nejčastěji používá polyamid nebo fenolové filmy vyztužené skelnými vlákny (tloušťka cca 20 μm). [8]

U tohoto typu tenzometrů je možné snadno vytvořit libovolnou konfiguraci mřížky (o minimální délce 0,4 mm) a lze použít vyšší napájecí napětí [8].

Nedostatky tohoto typu tenzometrů jsou patrné při konstrukci velmi malých snímačů, které jsou negativně ovlivňovány plastovou podložkou zhoršením některých charakteristik, jako například creep (tečení) a hystereze. Těmito neduhy však netrpí vrstevné tenzometry. [8, 9]

Vrstvové tenzometry

Jejich příprava probíhá následovně – na pružinový materiál se nejdříve nanese nevodivá keramická vrstva a poté vrstva kovu. Následně se nanese fotocitlivá maska, která je exponována požadovaným obrazcem snímače. Nakonec jsou odstraněny neexponované části kovové vrstvy. [8]

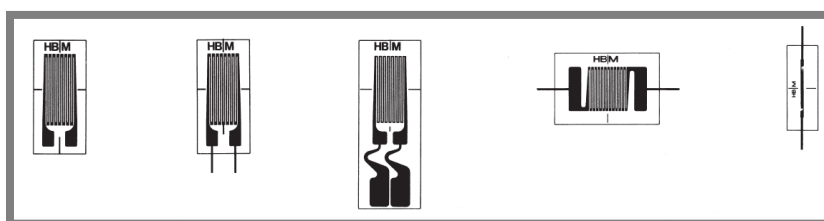
Tato metoda umožňuje dosáhnout vysokého odporu a libovolné konfigurace měřicí mřížky, dobrý přenos deformace pružinového materiálu na vlastní mřížku a dlouhodobou stabilitu. [8, 9]

Technika měření vrstvodými tenzometry se používá výlučně pro konstrukci snímačů tlaku, kdy jsou tenzometry vytvořeny přímo na zadní straně měřicí membrány. [8]

2.2.3 Druhy kovových tenzometrů

Odporové tenzometry jsou vyráběny v různých typech a velikostech. Kromě různých délek a tvarů existují různé druhy uložení měřicí mřížky a pájecích kontaktů. Kovové tenzometry se běžně vyrábějí v rozměrech měřicí základny od 0,6 mm do 150 mm. Jelikož citlivost tenzometru nezávisí na absolutním, nýbrž na relativním prodloužení, velikost tenzometru ji neovlivňuje. [8, 9]

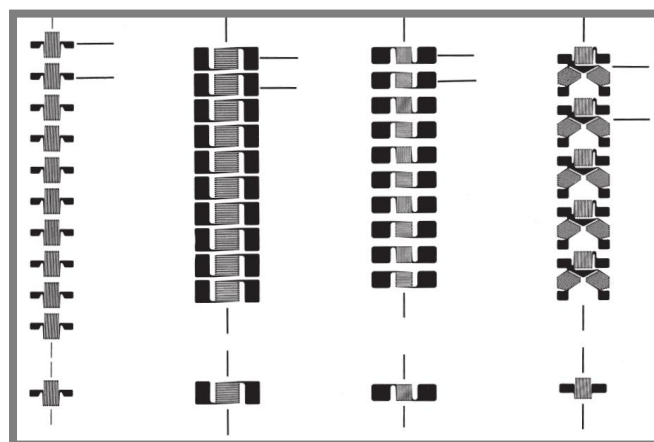
2.2.3



Obr. 2.4: Druhy kovových mřížek [9]

Vícenásobné tenzometry

Vícenásobné tenzometry jsou složeny z několika jednotlivých mřížek na jedné společné podložce. Typickým příkladem jsou tenzometrické kříže, růžice nebo tenzometrické řetězce. Jednotlivé měřicí mřížky jsou umístěny v přesně orientovaných úhlech a s přesnou předepsanou roztečí. Stejného výsledku bychom dosáhli za pomoci jednotlivých tenzometrů jen těžko. [8, 9]

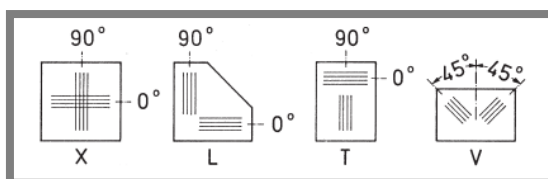


Obr. 2.5: Tenzometrické řetězce [9]

Tenzometrické řetězce jsou kombinací měřicích mřížek stejného typu na stejném základě v pravidelných intervalech. Řetězce s kříži nebo s růžicemi se

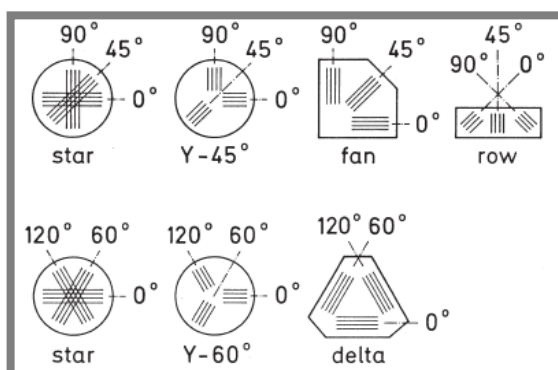
obvykle skládají z 10 měřicích mřížek nebo 5 skupin se 3 měřicími mřížkami. Na konci řetězce zpravidla bývá jeden člen stejného typu sloužící jako kompenzační či doplňující. Hlavním využitím tenzometrických řetězců je zjišťování gradientu napětí. [8, 9]

Tenzometrické kříže a růžice jsou používány při vyšetřování rovinné napjatosti. Pokud jsou známy směry hlavních napětí, pro měření jsou použity tenzometrické kříže, které jsou složeny ze dvou nezávislých vinutí svírající úhel 90° . Nejznámějšími typy křížů jsou X, L, T a V (písmena označují tvar křížení měřicích základen). [8,9]



Obr. 2.6: Tenzometrické kříže [9]

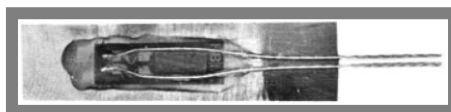
V případě, kdy není znám směr hlavních napětí, je nutné měřit deformace nejméně ve třech navzájem nezávislých směrech. K tomuto účelu slouží *tenzometrické růžice*, které jsou vyráběny ve dvou základních provedeních. Tato provedení se od sebe liší natočením jednotlivých měřicích základen: $0^\circ/45^\circ/90^\circ$ a $0^\circ/60^\circ/120^\circ$. [8,9]



Obr. 2.7: Tenzometrické růžice [9]

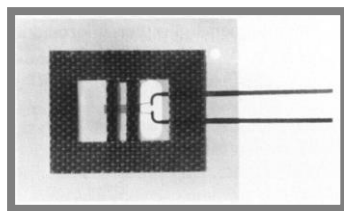
Tenzometry pro speciální použití

Navařovací tenzometry jsou tvořeny tenkou metalickou základnou, na které je přitmelena měřicí mřížka. K měřenému vzorku jsou připevňovány bodovým svařováním, což omezuje použití pouze na oceli a temperované litiny. [8,9]



Obr. 2.8: Navařovací tenzometr [9]

Tenzometry s volnou mřížkou se používají pro měření v extrémních teplotách (-200°C až 1000°C). Připevňují se pomocí speciálního keramického nástřiku. [8,9]



Obr. 2.9: Tenzometr s volnou mřížkou [9]

2.2.4 Polovodičové tenzometry

Stejně jako u kovových tenzometrů je i u polovodičových tenzometrů měřena změna elektrického odporu, která je ale způsobena jiným jevem. Jejich funkce je založena na principu piezorezistence, který byl objeven C. C. Smithem roku 1954. Během posledních desetiletí bylo vývoji polovodičových tenzometrů věnováno velké úsilí, nicméně dosud nedosáhly rozšíření tenzometrů kovových. Současné studie se týkají hlavně chování při změně teploty. Mezi přednosti tohoto typu tenzometrů patří vysoké součinitele citlivosti (téměř $100\times$ větší než u kovových), vysoká únavová životnost, vysoká stabilita (v širokém rozmezí teplot se neprojevuje hystereze, drift nebo creep), malé rozměry a vysoký odpor. [8,9]

2.2.4

2.3 Poddajné struktury

Tyto konstrukční prvky, angl. *compliant mechanisms*, využívají vlastnost, která se v mnoha aplikacích jeví jako nežádoucí – poddajnost materiálu. Jejich praktické použití je v současnosti čím dál četnější, avšak pokud konstruktér navrhuje mechanismus, obvykle se ubírá konvenční cestou, tzn. využije tuhých částí, které jsou spojeny pohyblivými klouby. Když se však podíváme do přírody, uvidíme zde odlišný přístup – většina pohyblivých částí v přírodě jsou spíše velmi poddajné než tuhé a pohyb je realizován ohýbáním pružných prvků. Pro příklad uveďme křídla mouchy, sloní chobot, tělo úhoře apod. I přirozené pohybové mechanismy, které se na první pohled tomuto konceptu vymykají, jako třeba koleno nebo loket, využívají ke své funkci chrupavek, šlach a svalů. Také všechny tyto stavební prvky lidského těla jsou poddajné. [10]

2.3

Zajímavostí je, že některé z nejstarších mechanismů, také využívají poddajnosti. Příkladem starým několik tisíc let je luk. Pravěké luky se skládaly z kostí, dřeva a šlach a využívaly deformace ramen k hromadění energie pro vystřelení šípu. Mezi další historické stroje využívající mechanismy s ohebnými prvky patří například některé z návrhů Leonarda Da Vinci nebo třeba letadlo bratří Wrightů. Jejich Flyer byl opatřen řízením na principu prohýbání křídel, čímž předběhl svou dobu. [10]

2.3.1 Výhody poddajných struktur

Snižování počtu dílů a zjednodušování mechanismů obecně díky využití flexibilních prvků má na rozdíl od konvenčních řešení působivé výhody. Zprv je zde potenciál pro značné snížení výrobních nákladů. A to díky zjednodušenému sestavení, menšímu počtu dílů a snížení počtu technologických operací. Další výhodou je potenciál pro významné zlepšení některých vlastností, jež zahrnují např. vysokou kinematickou přesnost pohybu mechanismu díky menšímu opotřebení součástí a minimalizovaným nebo žádným vůlím. Malá hmotnost těchto mechanismů je výhodná pro distribuci výrobků a pro zvláštní aplikace, u nichž je právě hmotnost klíčovým faktorem (např. letectví a kosmonautika). [10, 11]

Mechanismy, jež obsahují poddajné prvky, je možné, díky technologičnosti těchto struktur, miniaturizovat. Např. mikroelektromechanické systémy jsou často vyráběny z tenkých vrstev materiálu a poddajné struktury nabízí způsob, jakým realizovat pohyb ve velmi stísněných prostorech. [10, 11]

2.3.2 Překážky ve využití poddajných struktur

Ačkoliv jsou výhody poddajných struktur značné, jejich použití v mechanismech skýtá i jisté překážky. Například skloubení různých funkcí v menším počtu součástí je výhodné, ale přináší s sebou nutnost řešit silové, resp. pevnostní, i kinematické chování mechanismu zároveň (u konvenčních mechanismů se obvykle tyto úlohy řeší odděleně). Tento problém je ještě prohlouben jednou z vlastností poddajných prvků, a to sice jejich často nelineárním průběhem deformace. [10]

Dalším faktorem, který je nutné zvážit při navrhování, je únavová životnost. Poddajné mechanismy k realizaci pohybu využívají deformaci materiálových kloubů. Při této deformaci vzniká v materiálu napětí. Pokud je součást zatěžována cyklicky dlouhodobě, může dojít k únavovému porušení. [10, 11, 12]

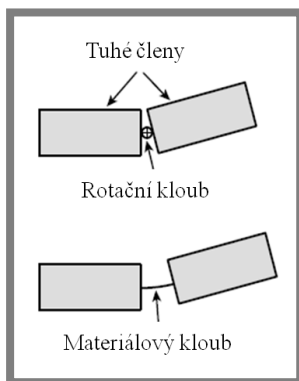
Jednou z vlastností poddajných struktur je kumulování potenciální energie. Při ohybu se totiž materiálový kloub chová jako oboustranně vetknutý nosník, přičemž se mění poloha vetknutí jeho jednoho konce vůči vetknutí druhého. Tato vlastnost může být v závislosti na konkrétní aplikaci výhodou i nevýhodou. Jako výhodu lze brát to, že poddajný prvek v sobě spojuje funkci kloubu i pružiny zároveň, čímž určuje výchozí polohu, v jaké se má na něj návazný prvek nacházet při nulovém zatížení. Díky těmto vlastnostem je možné vytvořit bistabilní prvky, tj. prvky, jež mají dvě požadované polohy, ve kterých jsou stabilní). V některých aplikacích však není žádná z těchto vlastností žádoucí. [10]

2.3.3 Materiálový kloub

Materiálový kloub, angl. *flexure hinge*, je základním prvkem poddajných struktur. Je to štíhlý prvek mezi dvěma tuhými díly, který se za působení vnějšího zatížení ohýbá a tím umožňuje vzájemné natočení dvou navazujících členů. Viz obr. 2.10, kde je porovnán konvenční rotační kloub a materiálový kloub. Z hlediska kinematiky lze materiálový kloub přirovnat k ložisku s omezeným úhlem natočení, viz obr. 2.11. [12]

Z praktického hlediska lze realizovat materiálový kloub dvěma způsoby [12]:

- použitím zvlášť vyrobeného členu (např. pás plechu) spojujícího dva tuhé členy
- obrobení části materiálu mezi dvěma tuhými členy do požadovaného tvaru kloubu – v tomto případě je kloub tzv. monolitický

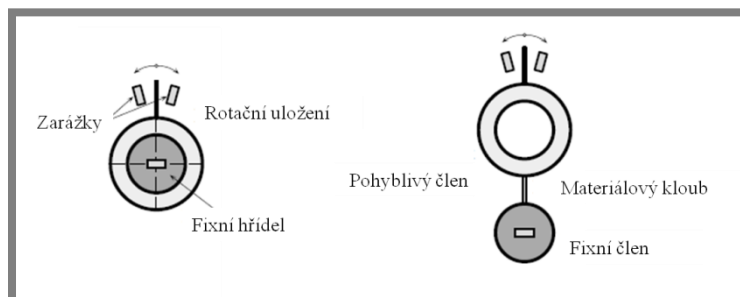


Obr. 2.10: Konvenční rotační a materiálový kloub [12]

V naprosté většině případů se v praxi používá právě monolitických kloubů a to má na rozdíl od konvenčního rotačního kloubu několik výhod. Mezi nejvýznamnější patří [12]:

- žádné třecí ztráty
- není nutné mazání
- žádná hystereze
- kompaktnost
- možnost použití v mikro- a nanoaplikacích
- jednoduchost výroby
- není nutná prakticky žádná údržba

Monolitické klouby nevyžadují pravidelnou údržbu, mechanismus bude fungovat, dokud nějaká z jeho součástí neselže (obvykle to je právě kloub) díky únavovému porušení nebo přetížení. Přestože nevyžadují žádnou údržbu, je důležité provést jejich kontrolu, obzvláště po výrobě, kdy je nutné přeměřit geometrii a porovnat reálné rozměry s teoretickými. [12]



Obr. 2.11: Kinematická paralela materiálového kloubu [12]

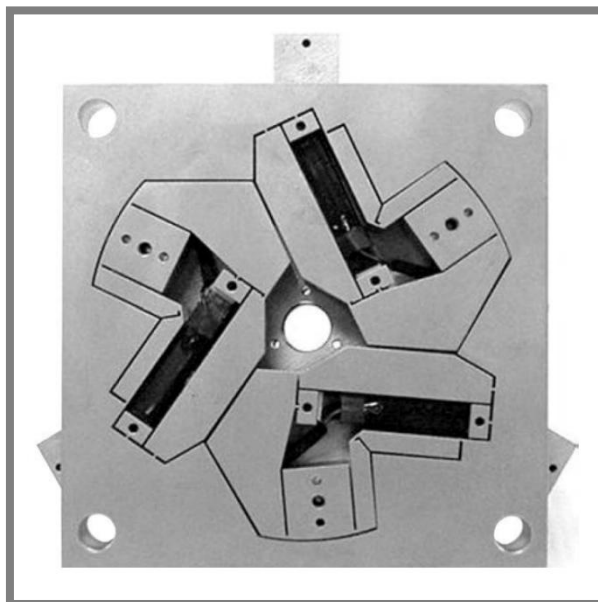
Přes všechny kladné vlastnosti mají materiálové klouby i jisté nevýhody, zde je uvedeno několik příkladů [12]:

- Umožňují rotaci pouze v relativně malé míře.
- Rotace není kinematicky ideální, protože kromě ohybu je deformace kloubu dosaženo také zatížením ve střihu, v některých případech i krutem.
- Střed otáčení (u krátkých kloubů je jako střed otáčení uvažován střed kloubu, což je dáno jeho symetrií) není během rotace fixní, tj. jeho poloha se kvůli působení kombinovaného namáhání mění v závislosti na natočení.
- Jsou citlivé na změny teploty – ty jsou příčinou změn rozměrů vlivem tepelné roztažnosti, což vede k rozdílným hodnotám tuhosti

Ve dvourozměrných aplikacích by měl být kloub poddajný pouze kolem jedné osy, tzv. citlivé či poddajné osy, okolo které probíhá relativní natočení kloubu. Tuhost okolo ostatních os by měla být co možná nejvyšší. Dvourozměrný kloub bývá obvykle symetrický podle podélné i příčné osy. Klouby tohoto druhu se vyrábějí z celistvého kusu materiálu odebráním v místě, kde by se měl nacházet kloub, nejčastěji frézováním, elektrojiskrovým obráběním, laserovým řezáním apod.

2.3.4 Využití poddajných struktur

Tyto struktury jsou součástí ve velkého množství aplikací, civilních i vojenských. Mezi ně patří např. platformy pro mikropozicování (viz obr. 2.12), piezoelektrické pohony, vysoce přesná zařízení pro polohování optických vláken, ovládání řízených střel, ortoprotézy, vaskulární endoprotézy, gyroskopy, akcelerometry a mnoho dalších. [12]



Obr. 2.12: Hybridní polohovací $xy\theta$ platforma [12]

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

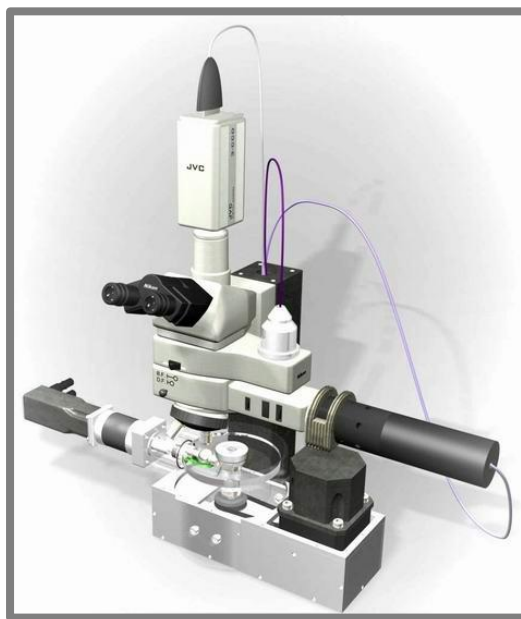
3

Cílem této bakalářské práce je konstrukční návrh a realizace přídatného modulu pro stávající laboratorní zařízení. Modul musí umožnit měření velikosti třecí síly kapalinově mazaného kontaktu mezi ocelovou kuličkou a plochým transparentním elementem.

3.1 Stávající laboratorní zařízení

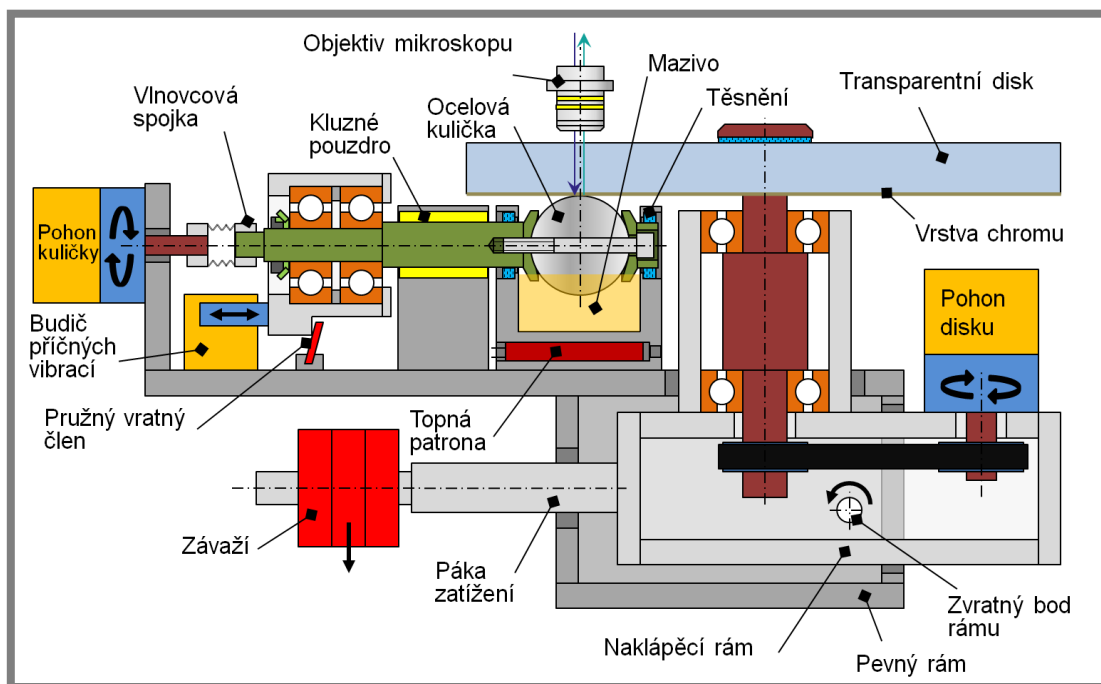
3.1

Stávající zařízení, pro které je tento modul navrhován, umožňuje stanovení tvaru a rozložení tloušťky mazacího filmu v kapalinově mazaném kontaktu pomocí metody kolorimetrické interferometrie tenkých filmů, která využívá optické interferometrie s následným softwarovým zpracováním obrazu. Zařízení se skládá z mikroskopového zobrazovacího systému, řídicí a vyhodnocovací jednotky a tribologického simulátoru. Tribologický simulátor realizuje kontakt mezi rotující ocelovou kuličkou a rotujícím skleněným kotoučem za přítomnosti tenkého mazacího filmu, přičemž je kontakt zatěžován přes transparentní kotouč. [13]



Obr. 3.1: Stávající laboratorní sestava [13]

Dalším prvkem simulátoru je modul pro buzení vibrací, který vyvolává translační pohyb ocelové kuličky vůči kotouči. Frekvence tohoto pohybu je plynule regulovatelná v rozsahu do 300 Hz. Schematický náčrt principu funkce tribologického simulátoru je na obr. 3.1. [14]



Obr. 3.2: Schéma stávající sestavy [14]

3.2 Požadavky na modul pro měření tření

Modul musí splňovat následující kritéria.

- Musí být kompatibilní se stávající sestavou, pokud to bude možné, měl by využít původního zatěžovacího mechanismu.
- Musí být dimenzován na maximální normálové zatížení $F_N = 150 \text{ N}$, přičemž součinitel tření může ve špičce dosáhnout hodnoty $f = 0,2$.
- Musí umožnit měření třecích sil ve dvou osách – ve směru valení a ve směru vibračního pohybu (osy jsou vzájemně kolmé).
- Musí být schopný měřit třecí síly, resp. součinitel tření, s rozlišitelností $f = 0,005$, přičemž max. dovolená nejistota měřeného součinitele tření činí $u_f = 0,0005$.
- Musí umožnit jednoduchou výměnu transparentního elementu za jiný (např. skleněného za safírový).
- Musí být jednoduše vyrobitelný a cenově dostupný.

3.3 Dílčí cíle práce

Pro úspěšné dokončení práce je nutné splnit tyto dílčí cíle:

- Navrhnout konstrukci, která umožní na sobě nezávislé měření třecích sil ve dvou osách.
- Navrhnout vhodné uchycení snímačů.
- Vybrat vhodný snímač, který bude splňovat kritéria z hlediska přesnosti měření, rozměrů a zatížení.
- Navrhnout zatěžovací mechanismus, případně přizpůsobit konstrukci tak, aby bylo možné použít stávající.

4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

4

V této části práce je rozebráno několik různých variant řešení jednotlivých prvků měřicího modulu včetně shrnutí výhod a nevýhod a zdůvodnění jejich případného použití ve výsledném návrhu.

4.1 Rám modulu

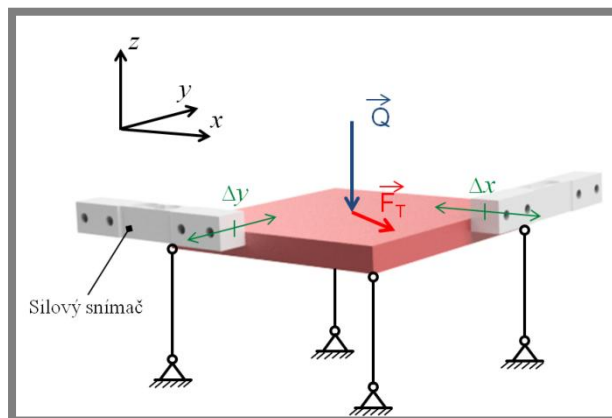
4.1

Základním prvkem, který umožní přenášení třecích sil od mazaného kontaktu ke snímačům je rám modulu. Z požadavků práce na modul vyplývá, že v rámu mají být uloženy dva tenzometrické snímače sil, které budou měřit ve směrech navzájem kolmých (ve směru valení a ve směru vibračního pohybu). Důležitou vlastností rámu je, že musí umožnit měření v každé ose nezávisle. To znamená, že je třeba docílit stavu, kdy měření, resp. posuv vlivem deformace od třecí síly, jednoho snímače není ovlivněn posuvem druhého. Do rámu také bude zasazen transparentní člen, který bude tvořit stykovou plochu s ocelovou kuličkou stávajícího zařízení.

4.1.1 Uložení pomocí paralelogramu

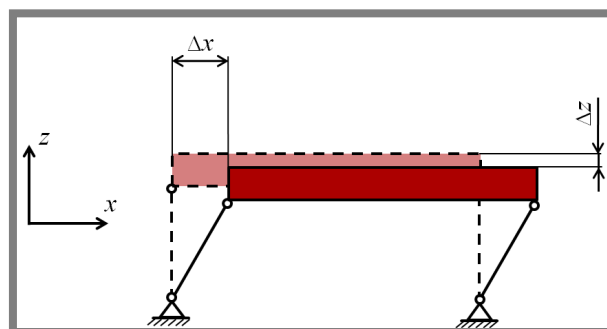
4.1.1

Jedním z možných způsobů, jak realizovat posuv ve dvou vzájemně kolmých osách je použití mechanismu, který vychází z paralelogramu. Jeho schematický náčrtek je znázorněn na obr. 4.1.



Obr. 4.1: Schematický náčrtek paralelogramu

Rám je uložen a čtyřech, případně třech prutech, které díky kloubovým spojmům umožňují pohyb rámu v osách x a y . Charakteristickým znakem a zároveň výhodou paralelogramu je schopnost držení roviny rámu rovnoběžně na základní rovinu, tj. při pohybu ze středové polohy setrvává rám ve vodorovné poloze (za podmínky, že základna je taktéž vodorovná). Tato koncepce má však řadu nevýhod. Jednou z nejvýznamnějších je parazitní pohyb v ose z při pohybu rámu v osách x a y (viz obr. 4.2). Z tohoto chování mechanismu vyplývá, že snímače musí být uloženy pohyblivě v ose z a zároveň pevně v osách x a y , což způsobí obtíže při navrhování jejich uložení. Tento parazitní pohyb v ose z také negativně ovlivňuje zatížení kontaktu, které má kolísavý charakter, obzvláště při působení vibračního translačního pohybu by tento jev způsoboval nepřesnosti v měření.

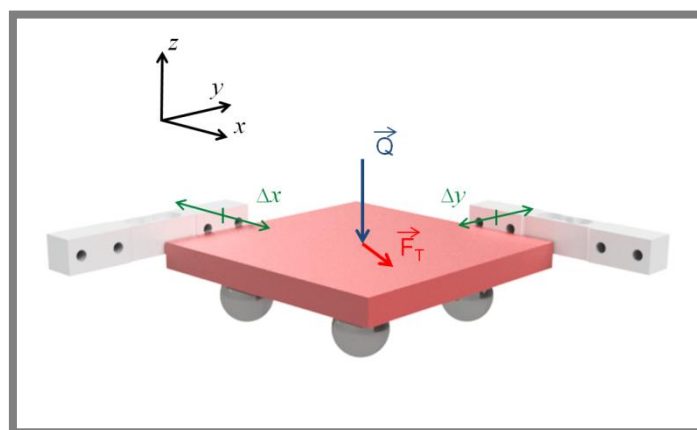


Obr. 4.2: Parazitní pohyb paralelogramu

Realizovat tuto koncepci by přineslo i další problémy. Účinek zatěžovací síly Q je v tomto případě rozložen mezi samotný třecí kontakt a deformaci prutů konstrukce, tj. nelze přesně určit velikost síly působící v mazaném kontaktu, která je předmětem měření. Je tedy nutné vhodným konstrukčním řešením tuto silovou neurčitost vyřešit, např. zavěšením celé konstrukce spodními klouby k zatěžujícímu závaží (zatěžovací síla „tahá“ za pruty směrem do záporné poloosy z , tj. na obrázku dolů), či uložení prutů na společnou odpruženou základnu pružinami o známé tuhosti. Další znatelnou nevýhodou jsou třecí ztráty v kloubech. Rám má přenášet někdy i velmi malé síly na snímače, a pokud se značná část velikosti těchto sil přeměnila na třecí ztráty, měření bude nepřesné. Toto řešení také přináší možnou nestabilitu ve středové poloze z důvodu chybějící protisíly ke snímačům. Tento problém by bylo možné vyřešit přidáním pružin s nastavitelným předepnutím.

4.1.2 Uložení na vedení s valivými elementy

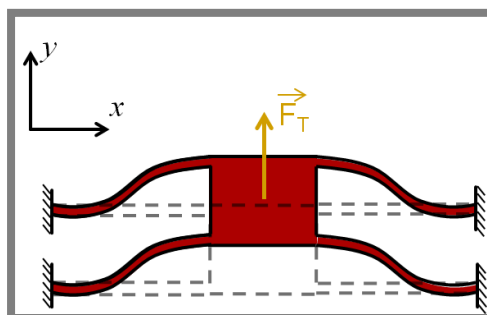
Další koncepcí, která umožňuje pohyb rámu ve dvou osách, je uložení na valivých elementech (např. ocelových kuličkách), které se mohou pohybovat v kruhových drážkách jak v základně, tak v rámu. Výhodou je, na rozdíl od předchozího návrhu, v tom, že rám není zatížen parazitním pohybem v ose z . Problém ztráty měřené síly je však přítomen i zde (sice v menší míře), a to v kontaktech kuliček a rámu. Taktéž by při realizaci bylo nutné vyřešit neurčitost působící síly na mazaný kontakt. Stejně jako u předchozí koncepce je nutné ustavit rám ve středové poloze působením protisíly ke snímačům, např. užitím pružin s nastavitelným předepnutím. Schematický náčrt této koncepce je znázorněn na obr. 4.3.



Obr. 4.3: Uložení na valivých elementech

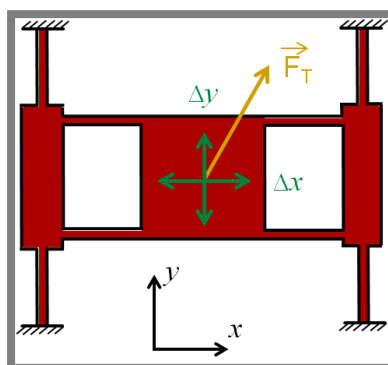
4.1.3 Rám s poddajnou strukturou

Jiným způsobem, jak se vypořádat s tímto problémem, je využít v konstrukci poddajné neboli flexibilní struktury. Principem funkce je deformace, a tím i posuv středového členu rámu ve směru působící třecí síly v mazaném kontaktu. Cílené velikosti deformace lze dosáhnout použitím materiálových kloubů, které mají vhodně zvolenou geometrii. Rozměry těchto kloubů by byly vhodně navrženy dle vstupních podmínek (rozsah velikosti normálové zatěžovací síly a velikosti součinitele tření) tak, aby výstupní posuv odpovídal požadavkům snímačů. Měřená síla by byla ze středového členu dále přenášena spojovacím prvkem na snímače.



Obr. 4.4: Vnitřní člen poddajné struktury

Na obrázku 4.4 je pro srozumitelnost pouze jeden člen poddajný jen v jedné ose, v tomto případě v ose y . Celé uložení by se sestávalo ze dvou těchto členů, vnitřního a vnějšího, přičemž jejich osy poddajnosti jsou vzájemně kolmé, viz obr. 4.5. Materiálové klouby, ze kterých se skládají poddajné struktury, mají tu vlastnost, že jsou velmi ohebné ve směru poddajné osy a zároveň velmi tuhé ve směru podélné



Obr. 4.5: Oba členy poddajné struktury

osy, což je pro tento dvoučlenný mechanismus žádoucí. Velkou výhodou tohoto řešení je absence třecích ztrát v mechanismu, tzn. že síla bude měřena snímači velmi přesně. Dalším pádným důvodem proč využít tuto koncepci je úspora místa, mechanismy s poddajnými strukturami jsou totiž kompaktní. Odpadá zde také nutnost zařazení předepínacích pružin, poddajná struktura je totiž ve středové poloze stabilní. Tato koncepce také nabízí, na rozdíl od ostatních, jednoduché řešení nastavitelného zatěžování, kdy se celý rám ukoťví v jednom čepu a průhledným elementem se dotýká ocelové kuličky. Mezi nevýhody patří možná nedostatečná tuhost v ose zatěžující síly z , mimo jiné také není jednoduché určit geometrii materiálových kloubů analyticky.

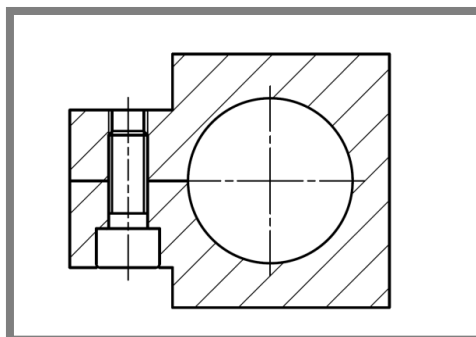
Všechny tyto argumenty, i přes některé nevýhody, hovoří ve prospěch této koncepce a proto právě tato byla zvolena pro realizaci modulu, podrobněji v kap. 5.

4.2 Uložení transparentního elementu v rámu

Styková plocha, jakožto jediná součást rámu přicházející do kontaktu s povrchem ocelové kuličky vykonávající relativní rotační, příp. i současný translační pohyb, je tvořena transparentním elementem. Tento prvek je průhledný, aby bylo možné v mazaném kontaktu měřit nejen třecí síly, ale i stanovit tvar a rozložení tloušťky mazacího filmu pomocí kolorimetrické interferometrie. Jedním z požadavků na tento modul je, že musí umožnit jednoduchou výměnu transparentního elementu za jiný, např. skleněného za. Průzkumem trhu bylo zjištěno, že cenově nejvýhodnější je využití průzorů kruhové geometrie, z tohoto faktu vychází i následující koncepce.

4.2.1 Uložení v rámu pomocí stahovacího šroubu

Tato koncepce se sestává z kruhového otvoru pro průzor. Otvor je přímo v tělese rámu, v jednom místě je rozdělen a tudý je veden šroub, viz obr. 4.6. Utahováním tohoto stahovacího šroubu se zmenšuje průměr otvoru a tím dochází k aretaci průzoru.



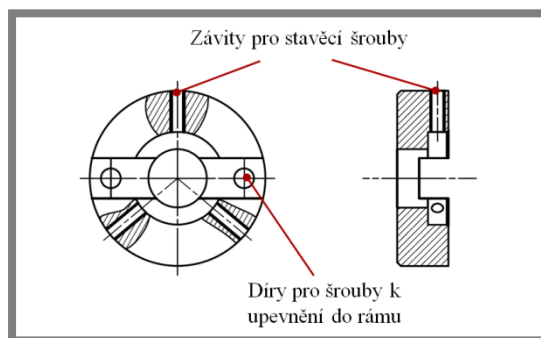
Obr. 4.6: Skica uložení se stahovacím šroubem

Kladem této koncepce je jednoduchost, je totiž přímo součástí rámu a není nutné (a v podmínkách této úlohy z důvodu malého prostoru ani možné) ji konstruovat jako separátní součást, která by byla do rámu vkládána. Pokud však bude součástí rámu, při dotahování bude docházet ke změně geometrie nejen otvoru, ale celého středového členu. Tato deformace bude dále ovlivňovat i materiálové klouby. Tyto mohou být deformací vychýleny ze základní polohy a měření tření již nemusí být přesné.

4.2.2 Uložení v separátní součásti

Dalším možným řešením je použití adaptéru či příruby pro průzor, viz obr. 4.7. V této přírubě je průzor zasazen permanentně, tzn. že ho není nutné po každé výměně pracně polohovat a upínat, stačí vhodným konstrukčním řešením zajistit přesné slícování průzoru a rámu. Znamená to však, že je nutné pro každý rozměr průzoru vyrobit samostatnou přírubu. Jedná se však o relativně malou a ne velmi nákladnou součást.

Průzor je v přírubě uchycen stavěcími šrouby, je však možné ho i přilepit (což u předchozího řešení není možné), aby se průzor po přesném polohování působením vibrací nevychyloval. Celá příruba je v rámu uchycena pomocí šroubů, výměna tedy spočívá pouze v jejich vyšroubování a opětovnému zašroubování do rámu, přičemž jsou šrouby pro uživatele lépe přístupné než v případě předchozí varianty řešení. Další výhodou je, že lze vyrobit novou přírubu se změněnými vnitřními rozměry pro jiný průzor, což u předchozí koncepce možné není. Z výše zmíněných důvodů jsem se rozhodl pro realizaci právě této koncepce uložení transparentního elementu.



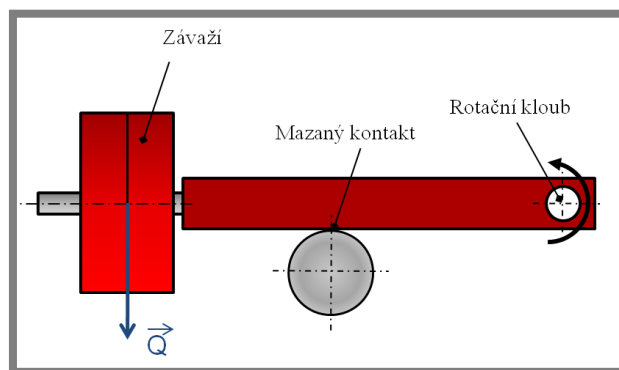
Obr. 4.7: Uložení v separátní součásti

4.3 Zatěžovací mechanismus

Jedním z faktorů, který má velký vliv na výsledný měřený součinitel tření v mazaném kontaktu je normálová síla, kterou rám působí přes transparentní element na ocelovou kuličku. Pohybový mechanismus kuličky nijak neumožňuje měnit velikost přitlačné síly, proto je tato úloha na straně měřicího modulu.

4.3.1 Zatěžování nasouvacími kotouči připevněnými k rámu modulu

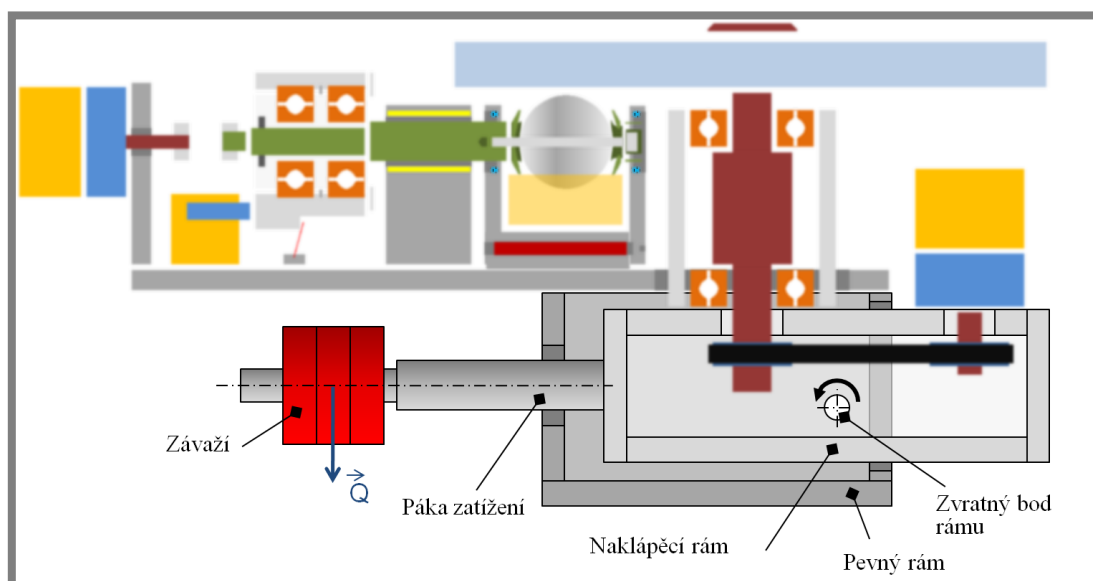
Jednoduchým způsobem mechanismu zatěžování, jenž umožňuje měnit zatěžovací sílu je použitím páky s nasouvacími kotouči o známé hmotnosti, viz obr. 4.8. Výhoda spočívá v konstrukční jednoduchosti tohoto řešení. Bohužel vzhledem k velmi omezenému prostoru okolo modulu nutnému pro umístění závaží by realizace této koncepce přinesla mnoho nesnází.



Obr. 4.8: Zatěžovací mechanismu s nasouvacími kotouči

4.3.2 Zatěžování pomocí stávajícího zatěžovacího mechanismu

Využití zatěžovacího mechanismu, který je součástí stávající laboratorní sestavy (viz obr. 4.9), by značně zjednodušilo celou konstrukci. Také výrobní náklady by jeho využitím byly sníženy. Jediný problém spočívá ve způsobu připevnění modulu k zatěžovacímu mechanismu pomocí vhodně tvarované konzoly tak, aby nebyl omezen přístup uživatele k obsluze zařízení, což však nepředstavuje velký konstrukční problém. Z výše uvedených důvodů jsem se rozhodl právě pro toto řešení. Způsob připevnění pomocí konzoly je rozebrán v kap. 5.



Obr. 4.9: Zatěžování pomocí stávajícího mechanismu [14], upraveno

4.4 Typ tenzometrického snímání třecích sil

Jak už bylo uvedeno na začátku druhé kapitoly, pro měření třecí síly byly zvoleny tenzometrické snímače, protože je vzhledem k relativně malým hodnotám součinitele tření potřeba měřit malé síly s vysokou přesností. Tyto snímače jsou vhodné i díky

svým poměrně malým rozměrům. Nabízí se několik možných řešení, jež jsou popsána dále.

4.4.1 Měření tenzometrickou mřížkou instalovanou na poddajné struktuře

4.4.1

V podkapitole 4.3 je jako vhodný koncept rámu modulu vybrán rám s poddajnou strukturou. Jedním z řešení, jak realizovat měření třecí síly u tohoto konceptu je využití tenzometrické mřížky, která je instalována přímo na materiálovém kloubu. Výhodou je absence mezičlenu, který by přenášel měřenou sílu z rámu na snímač. Tato instalace je však velmi citlivá na nepřesné uložení ať už vlivem natočení mřížky vůči ose hlavního napětí nebo nedokonalým nalepením podložky mřížky na materiál rámu. Z výše uvedených důvodů byl vyhodnocen tento přístup jako nevhodný.

4.4.2 Měření tenzometrickým snímačem

4.4.2

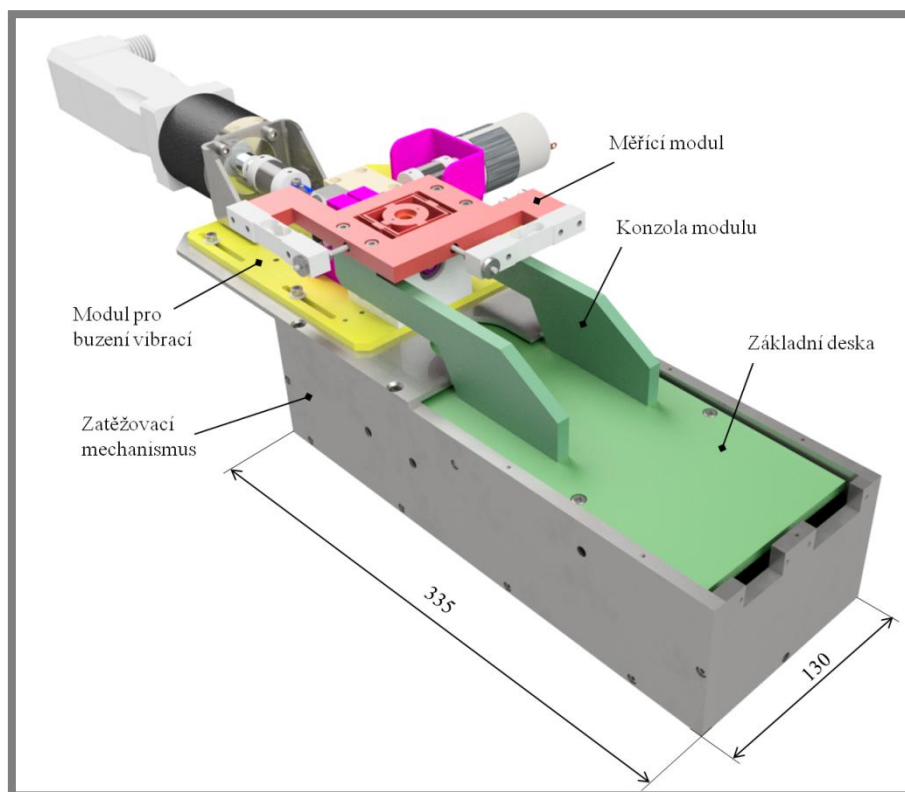
Dalším možným řešením je využití komerčních tenzometrických snímačů. Těchto snímačů existuje na trhu pestrá škála, snímače se liší dle aplikací. V naší aplikaci je důležité, aby snímač byl relativně malý, měl vhodný rozsah, a pokud možno aby se pohyboval v rozumné cenové relaci.

Z porovnání vhodného měřicího rozsahu, resp. nominálního zatížení jednotlivých typů snímačů vyplývá, že je možné využít ohybové nebo single-point snímače. Rozsahy ostatních typů snímačů, např. tahových, tlakových či stříhových, se pohybují v řádech desítek kilogramů až stovek tun.

Z hlediska rozměrů jsou vhodnější právě single-point snímače, jež se využívají převážně v obchodních vahách, a proto jsou relativně malé. Výběr konkrétního typu snímače je popsán v další kapitole.

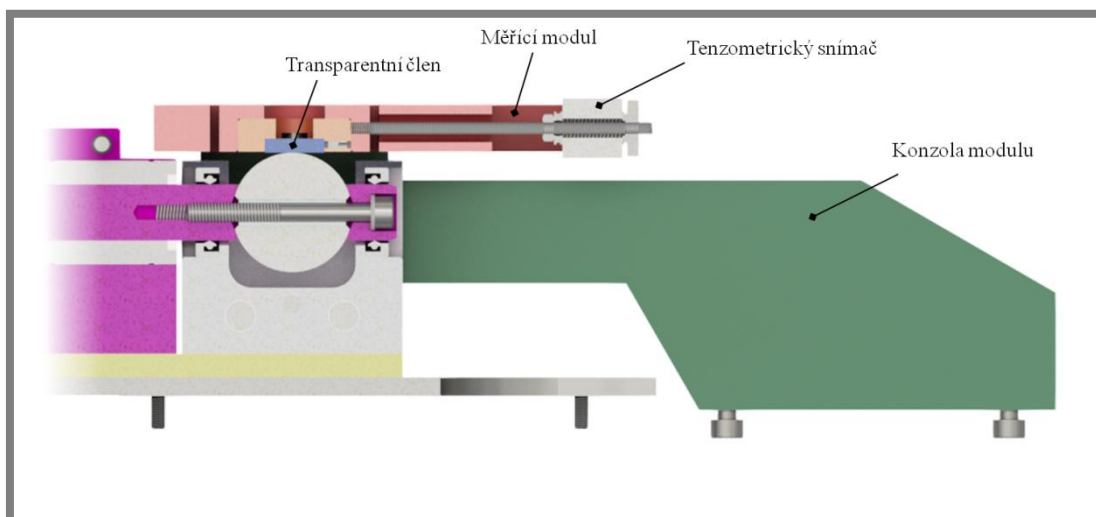
5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Po zvážení všech aspektů konceptů jednotlivých prvků modulu byly v předchozí kapitole vybrány ty nejvhodnější. V této kapitole je popsán konkrétní postup realizace finální podoby modulu.



Obr. 5.1: Měřicí modul s modulem pro buzení vibrací

Modul je instalován pomocí konzol a základní desky na stávajícím zatěžovacím mechanismu, celá sestava s měřicím modulem a modulem pro buzení vibrací je na obr. 5.1. Je možné ho vyměnit za původní motorem poháněný transparentní disk vyšroubováním čtyř šroubů v základní desce. Měření se provádí tak, že se vhodně zvolené závaží nasune na páku zatěžovacího mechanismu, uvolní se aretace a tím dojde ke styku kontaktních ploch, tj. ocelové kuličky pohybového mechanismu modulu pro buzení vibrací a transparentního průzoru, jenž je zasazen v rámu měřicího modulu. Třecí síla z mazaného kontaktu je přenášena pomocí spojovacích prutů do tenzometrických snímačů, výstupní napětí snímačů je zpracováno měřicí kartou a dále jsou data upravovány a ukládány v prostředí softwaru LabView. Průzorem je sledován pomocí mikroskopu tvar a rozložení mazacího filmu v kontaktu. Pohled v řezu na celou sestavu je pro názornost na obr. 5.2.

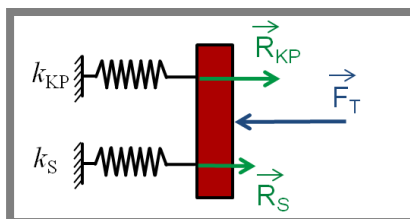


Obr. 5.2: Pohled na soustavu v řezu

5.1 Rám modulu

Klíčovým prvkem měřicího modulu je právě jeho rám, který umožňuje deformaci ve směru působící třecí síly, jež je přenášena spojovacím prutem na snímače. Z důvodů uvedených v podkapitole 4.1.3 jsem se rozhodl pro konstrukci rámu s poddajnou strukturou. Proces konstrukčního řešení úlohy byl iterační. Taktéž navrhování konstrukce rámu bylo úzce spojeno s výběrem typu snímače a návrhem jeho uchycení. Nelze je úplně oddělit, takže jsou tyto části na mnoha místech provázány.

Zásadním aspektem poddajné struktury, který udává míru posunutí za působení síly, je tuhost. Schematický náčrt mechanismu deformace soustavy je na obr. 5.3. Mechanismus je symetrický a chová se stejně v obou směrech, náčrt proto zobrazuje soustavu pouze v jednom směru. V náčrtu je soustava kloubů i snímač symbolizován pružinami, také jsou zde označeny tuhosti jednotlivých prvků soustavy, přičemž k_{KP} vyjadřuje tuhost materiálových kloubů poddajné struktury spolu s tuhostí spojovacího prutu a k_S tuhost snímače; F_T je měřená třecí síla, která na celou soustavu působí, R_{KP} a R_S jsou reakční síly v pružinách. Tuhost spojovacího prutu je zde zatím uvažována jakou součástí tuhosti kloubů.

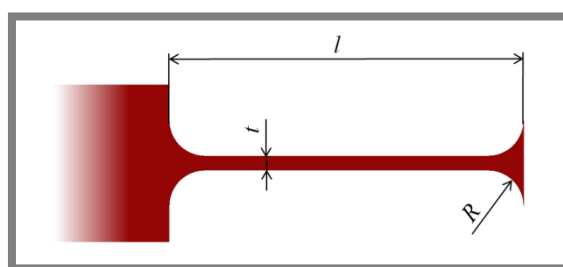


Obr. 5.3: Model poddajného mechanismu

Při dimenzování tuhosti rámu je nutné, aby byla ve vhodném poměru k tuhosti snímače. Při příliš malé tuhosti rámu, která způsobí velkou deformaci, může dojít při zatěžování k porušení materiálových kloubů překročením mezního stavu pružnosti či únavy, případně k přetížení snímače; pokud bude tuhost rámu příliš vysoká, na

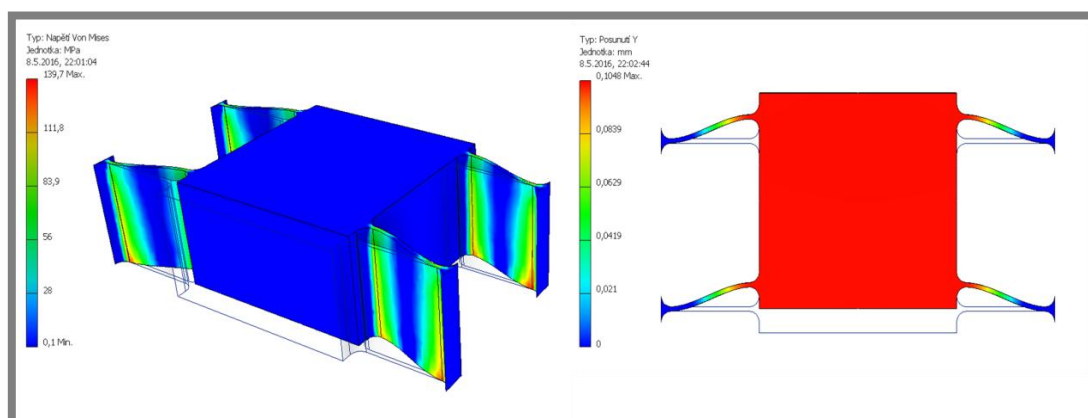
snímač bude přenášena pouze relativně malá síla a tím se v závislosti na rozsahu snímače může zvýšit chyba měření.

Proces dimenzování tuhosti poddajné struktury rámu byl úzce svázán s výběrem snímače. Prvním krokem bylo přibližně stanovit, v jakých hodnotách se při prostorových dispozicích pro modul pohybuje tuhost rámu. Řešit tento problém analyticky je mimo rozsah této práce, proto jsem zvolil postup dimenzování pomocí MKP analýzy. Dále bylo zapotřebí v závislosti na možném rozsahu tuhostí rámu vybrat konkrétní typ tenzometrického single-point snímače tak, aby nedošlo k jeho přetížení, tj. aby jmenovitý rozsah byl větší než maximální velikost měřené síly, a zároveň aby splňoval požadavky z hlediska přesnosti.



Obr. 5.4: Geometrie materiálového kloubu

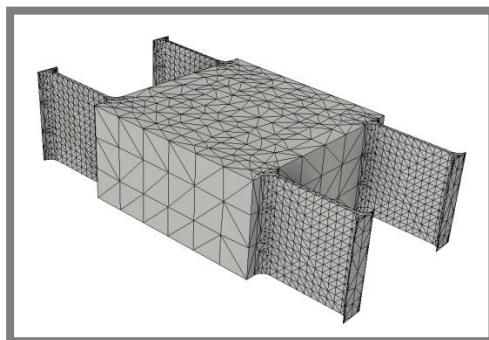
Byla provedena série simulací na zkušebním prvku a sestavena závislost tuhosti a max. redukovaného napětí na rozměrech materiálových kloubů. Parametry zkušebního prvku, které se při simulacích měnily, byly délka kloubu l a jeho tloušťka t , viz obr. 5.4. Optimální poloměr zaoblení u paty kloubu R z hlediska koncentrace napětí a prostorové náročnosti byl též pomocí MKP analýzy stanoven na 0,6 mm. Výška kloubů je dána maximální tloušťkou desky, kterou je možné při výrobě použít, tj. 10 mm. Desku o větší tloušťce není možné použít kvůli pracovní vzdálenosti objektivů mikroskopu, kterými se snímá rozhraní kontaktu.



Obr. 5.5: Výsledky MKP analýzy (vlevo redukované napětí, vpravo posunutí)

K MKP simulacím byl použit software Autodesk Inventor Professional 2016 a jeho integrovaná funkce pevnostní analýzy. Model zkušebního prvku a výpočetní síť je na obr. 5.6. Velikost nejmenšího prvku sítě v části kloubu byla nastavena na hodnotu $a = 0,6$ mm. Při stanovování nejmenšího prvku sítě byla také provedena analýza s $a = 0,4$ mm. Rozdíl výsledků maximálního redukovaného napětí pro $a = 0,6$ mm a $0,4$ mm byl menší než 1 %, z čehož vyplývá, že 0,6 mm je z hlediska

přesnosti výsledků dostatečně malá hodnota. Výpočetní síť je adaptivní, v zaobleních (např. radiusu kloubu) je tedy velikost nejmenšího prvku automaticky zmenšena. Okrajové podmínky analýzy byly dány vetknutím ve všech čtyřech koncích kloubů.



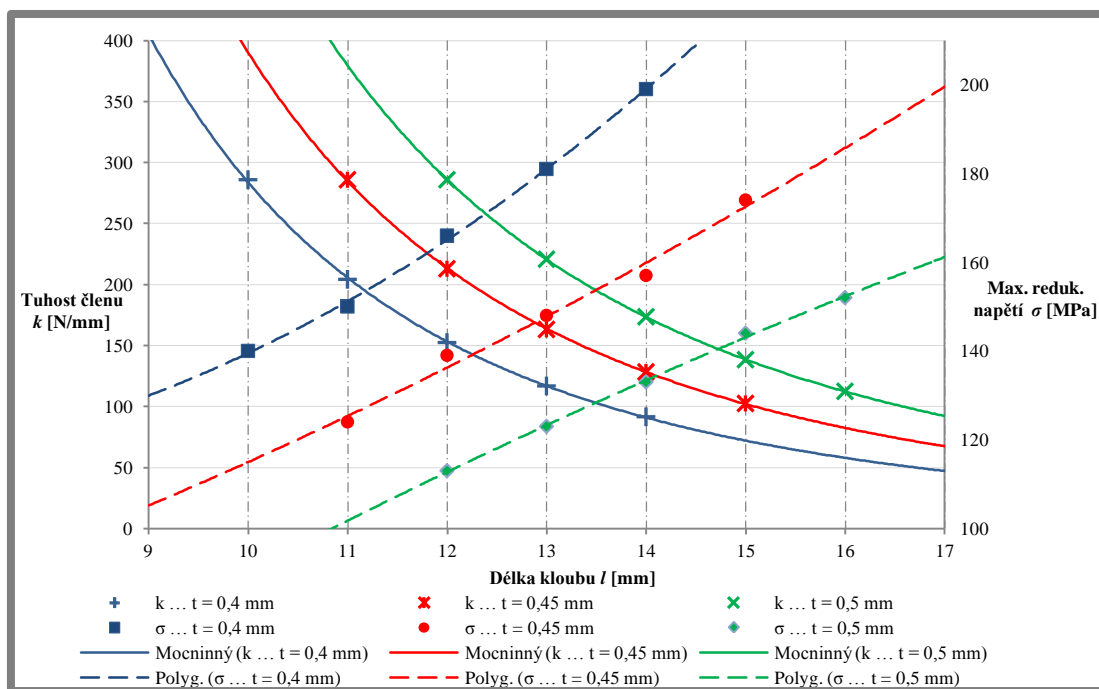
Obr. 5.6: Výpočetní síť testovaného elementu

Působíště normálové a tečné síly bylo ve středu spodní plochy testovacího prvku. Každý testovací prvek byl simulován na maximální možnou zátěž, tj. normálovou přítláčnou silou o velikosti $F_N = 150$ N a tečnou třecí silou působící v poddajném směru struktury o velikosti $F_T = 30$ N, která působí, když má součinitel tření ve špičce hodnotu $f = 0,2$, jak udává vztah:

$$F_T = f F_N = 0,2 \cdot 150 = 30 \text{ N} \quad (6)$$

Výsledky simulace zatěžování vzorku s parametry $l = 10$ mm, $t = 0,4$ mm jsou na obr. 5.5. Stejná analýza byla provedena pro několik vzorků a z výsledků byl sestaven graf závislosti tuhosti členu a max. redukovaného napětí v kloubech na geometrii kloubů, tj. na délce l a tloušťce t , viz graf na obr. 5.7.

V grafu na obr. 5.7 je možné se orientovat následně. Svislá mřížka tvořená čerchovanými čarami znázorňuje jednotlivé délky kloubů l u každého vzorku.

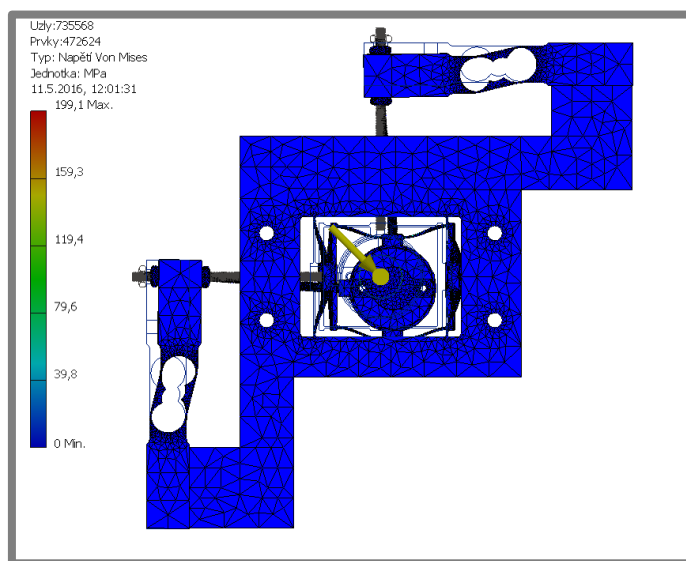


Obr. 5.7: Graf závislosti tuhosti a max. reduk. napětí na geometrii kloubů testovaného elementu

Barevné spojnice trendu představují jednotlivé tloušťky kloubů t ; modrá pro $t = 0,4$ mm, červená pro $t = 0,45$ mm a zelená pro $t = 0,5$ mm. Symboly kříže v grafu představují hodnoty tuhosti k (levá svislá osa), plné značky představují hodnoty maximálního redukovaného napětí v kloubech σ (pravá svislá osa). S rostoucí délkou l , resp. klesající tloušťkou t klesá tuhost kloubu k , resp. v něm roste max. redukované napětí σ .

Hledáme vhodnou kombinaci tuhosti a max. napětí v kloubech. Napětí by mělo být co možná nejnížší, aby nedošlo k porušení. Tuhost by měla být také nízká, aby byla na snímač přenášena dostatečně velká síla k přesnému měření. Těmto požadavkům odpovídá geometrie s parametry $l = 14$ mm, $t = 0,5$ mm. Nasimulovaná tuhost členu v poddajné ose činí $173,4 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$, max. redukované napětí, které působilo na klouby vlivem deformace, činí 133 MPa. Proč je tato hodnota tuhosti vhodná i pro snímač je rozebráno v další kapitole, která se výběrem typu snímače zabývá.

Výše uvedené hodnoty napětí a tuhosti jsou pouze pro testovací člen tvořený čtyřmi materiálovými klouby, který by umožňoval měření třecí síly pouze v jednom směru. Výsledná součást rámu (bez dalších prvků) má dle analýzy v obou osách hodnotu tuhosti $k_K = 132,51 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$. Celá soustava má hodnotu tuhosti při uvažování tuhosti snímačů a spojovacího prutu dle provedené simulace $k_C = 212,81 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$. Rám bude značně únavově namáhán a bude podstupovat vibrační pohyb o frekvencích až 300 Hz, tj. aby byla jeho vlastní frekvence co možná



Obr. 5.8: Nasimulovaná deformace měřicího modulu při zatížení

nejvyšší, je potřeba zvolit jeho materiál s nízkou měrnou hmotností. Jako vhodný materiál, který má nízkou hustotu, dostatečně vysokou mez kluzu a relativně dobře snáší únavové namáhání, byla vybrána slitina hliníku EN AW-2017A T4, tj. AlCuMg1s tepelnou úpravou. Jeho mechanické vlastnosti jsou následující: mez pevnosti $R_m = 390$ MPa, smluvní mez kluzu $R_{p0,2} = 245$ MPa [15].

Z analýzy celé sestavy včetně spojovacích prutů a snímačů byla stanovena hodnota max. redukovaného napětí v kloubech rámu při největším zatížení, jaké může nastat $\sigma_{\max} = 100,7$ MPa ($F_N = 150$ N; $f = 0,2$; $F_T = 30$ N). Síla od předeptnutí

byla zanedbána. Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti při tomto zatížení dosáhla příznivé hodnoty:

$$k_{\text{MSP}} = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{\text{max}}} = \frac{245}{100,7} = 2,42 \quad (7)$$

Modul bude zatěžován cyklicky vibračním pohybem, je proto nutné určit bezpečnost vůči meznímu stavu únavy. Ve výpočtu je zahrnuta i síla od předeptnutí snímačů, která činí $F_{\text{PS}} = 5 \text{ N}$ (podrobnosti o snímačích v další podkapitole), hodnoty dalších veličin budou brány maximální ($F_{\text{N}} = 150 \text{ N}$; $f = 0,2$). Tento součinitel tření vede na hodnotu třecí síly:

$$F_{\text{T}} = fF_{\text{N}} = 0,2 \cdot 150 = 30 \text{ N} \quad (8)$$

Po uvážení síly od předeptnutí má celková tečná síla působící na sestavu hodnotu:

$$F_{\text{C}} = F_{\text{T}} + F_{\text{PS}} = 30 + 5 = 35 \text{ N} \quad (9)$$

Výsledek analýzy pro toto zatěžování je na obr. 5.8, pro názornost jsou výchylky zvětšeny, v reálném měřítku jsou sotva postřehnutelné okem. Maximální redukované napětí při uvážení síly od předeptnutí, třecí síly a normálové síly, tj. horní napětí má dle analýzy hodnotu $\sigma_{\text{h}} = 122,6 \text{ MPa}$. Střední napětí, které je dáno působením normálové síly a v tečném směru působením pouze síly od předeptnutí, má dle analýzy největší hodnotu $\sigma_{\text{m}} = 84,8 \text{ MPa}$. Amplituda napětí je určena následujícím vztahem:

$$\sigma_{\text{a}} = \sigma_{\text{h}} - \sigma_{\text{m}} = 122,6 - 84,8 = 37,8 \text{ MPa} \quad (10)$$

Mez únavy hliníkových slitin s mezí pevnosti $R_{\text{m}} \geq 338 \text{ MPa}$ činí $\sigma_{\text{c}} = 131 \text{ MPa}$ [16]. Jelikož součinitelé vlivu velikosti tělesa i jakosti povrchu a další součinitelé mající vliv na mez únavy reálné součásti dle Marina [17] jsou odvozeny primárně pro oceli a jsou velmi blízko hodnotě 1, korekci meze únavy pro navrhovanou součást lze zanedbat. Bezpečnost vůči meznímu stavu únavy dle kritéria ASME se vypočte následně [18]:

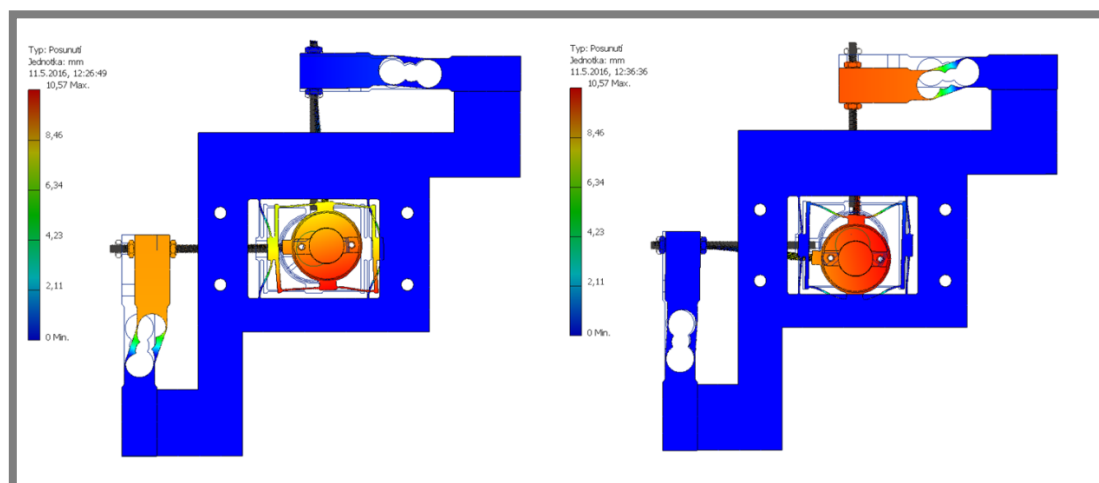
$$k_{\text{ASME}} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_{\text{a}}}{\sigma_{\text{c}}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{\text{m}}}{R_{\text{e}}}\right)^2}} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{37,8}{131}\right)^2 + \left(\frac{84,8}{245}\right)^2}} = 2,22 \quad (11)$$

a bezpečnost vůči meznímu stavu únavy dle Gerberova kritéria se vypočte následujícím způsobem [18]:

$$k_{\text{Gerber}} = \frac{1}{2} \left(\frac{R_{\text{m}}}{\sigma_{\text{m}}} \right)^2 \frac{\sigma_{\text{a}}}{\sigma_{\text{c}}} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2\sigma_{\text{m}}\sigma_{\text{c}}}{R_{\text{m}}\sigma_{\text{a}}} \right)^2} \right] = 2,47 \quad (12)$$

Jelikož jsou hodnoty bezpečnosti podle dvou různých kritérií nad úrovní 2, lze i přes jistá zjednodušení výpočtu říci, že součást se vlivem únavy nepoškodí.

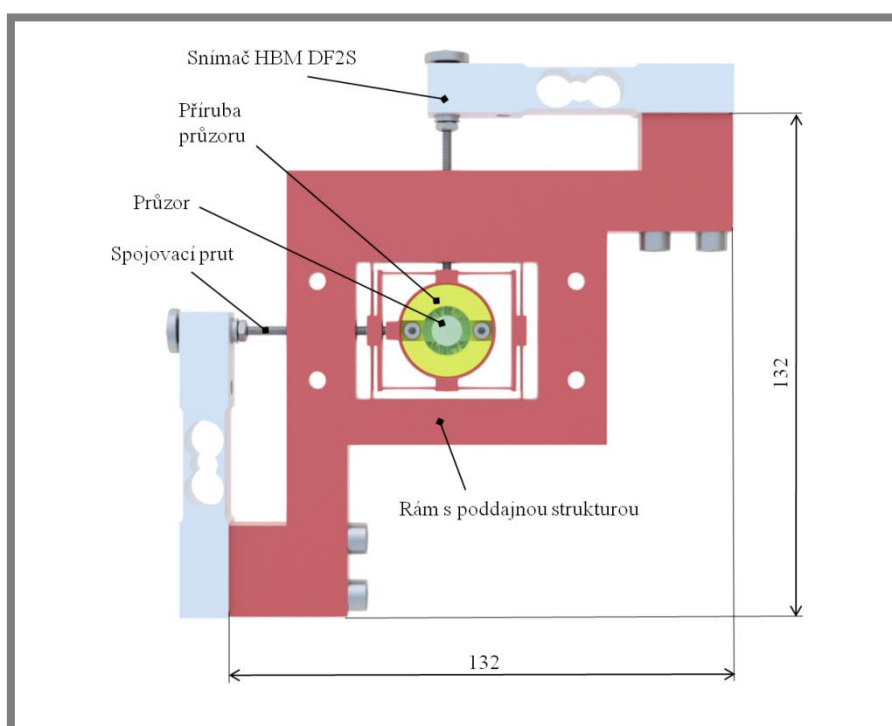
Namáhání cyklickým vibračním pohybem, tj. buzení periodickou třecí silou by mohlo vést ke kritickému kmitání a následnému porušení rámu, pokud by vlastní frekvence rámu byla menší nebo rovna frekvenci vibračního pohybu. Proto bylo nutné provést analýzu modálních frekvencí. Dle modální analýzy má soustava první vlastní frekvenci $f_0 = 400,25 \text{ Hz}$, druhou $f_1 = 437,39 \text{ Hz}$ a třetí $f_2 = 788,53 \text{ Hz}$. Z výsledků je patrné, že při vibracích o frekvenci 300 Hz , nebude dosaženo vlastní



Obr. 5.9: Výsledky modální analýzy modulu

frekvence měřicí soustavy. Na obr. 5.9 je výsledek analýzy chování soustavy při f_0 (vlevo) a při f_1 (vpravo).

Výsledný rám měřicího modulu se skládá z prostředního členu, v němž je zasazena příruba s průzorem, z prvního deformovatelného stupně, jenž je tuhý v ose x a poddajný v ose y a z druhého stupně, jehož materiálové klouby jsou orientovány kolmo vůči kloubům prvního stupně. Spojovací pruty, které jsou blíže popsány v jedné z následujících podkapitol, jsou zašroubovány do závitů po stranách



Obr. 5.10: Finální podoba sestavy měřicího modulu

prostředního členu a navíc jsou zalepeny lepidlem na závity, aby nedošlo uvolněním vlivem vibračního pohybu. Finální podoba sestavy rámu je na obr. 5.10.

5.2 Volba snímačů síly

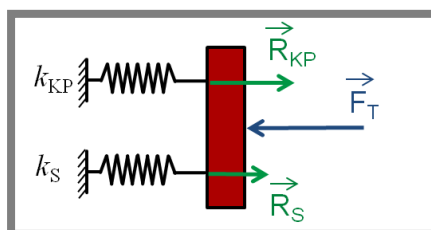
Důležitým prvkem měřicího modulu jsou snímače síly. Aby modul splňoval všechny požadavky zadání, bylo nutné vybrat odpovídající snímač. Vybraný snímač by měl měřit v obou směrech poddajné osy, a to stejně přesně. Jednoduchým řešením by bylo ponechat snímač v základní poloze, přičemž by se vychyloval přes střední nulovou hladinu na obě strany, avšak přechod přes základní polohu přináší zvýšenou chybu měření cca 0,1 % [6], čímž by přesnost měření pro danou aplikaci nebyla dostatečná. Přesnějšího měření lze dosáhnout předepnutím snímače do poloviny jeho rozsahu, přičemž se vychyluje pouze v jedné poloze. Právě toto řešení bylo využito. Předepnutí lze realizovat buď silovým pružným prvkem, např. pružinou, anebo jednodušeji využitím tuhosti samotné struktury, jak je patrné z obr. 5.10.

Jedním z hlavních parametrů snímače je jeho tuhost. Při předepnutí snímače pomocí poddajné struktury rámu dojde k jejímu mírnému vychýlení ze středové polohy. Tato změna geometrie může malou mírou ovlivnit tuhost a linearitu tuhosti struktury. Proto je vhodné volit tuhost snímače menší než tuhost struktury. V předchozí kapitole jsme stanovili tuhost poddajné struktury rámu. Stanovil jsem požadavek, aby vybraný snímač měl alespoň třikrát menší tuhost než struktura, aby ke zmíněnému ovlivnění došlo v co nejmenší míře a bylo možné ho zanedbat, tj. tuhost snímače by neměla přesáhnout $60 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$. Tuhost snímače, jakožto první kritérium, se vypočte takto:

$$k_s = \frac{E_{\max}}{s} = \frac{9,81}{0,4} = 24,53 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (13)$$

přičemž E_{\max} je nominální zatížení snímače a s je maximální zdvih při nominálním zatížení. Číselné hodnoty použité v tomto i v dalších výpočtech platí pro snímač *HBM DF2S-3 1 kg* (tj. třída přesnosti 0,03 %, nominální zatížení 1 kg) [19], který byl jakožto nejvhodnější použit v modulu.

Dalším důležitým kritériem, které by měl snímač splňovat, je přesnost měření, resp. nejistota součinitele tření, jež by neměla přesáhnout hodnotu $u_f = 0,0005$. Jelikož tato hodnota závisí na síle, která na snímač v soustavě působí, je nutné nejprve určit velikost působící síly.



Obr. 5.11: Model poddajného mechanismu

Z obr. 5.11 je patrné, že působení třecí síly se rozkládá na deformaci poddajné struktury rámu (včetně spojovacího prutu) a deformaci tenzometrického snímače. Tato deformace, resp. posunutí je nepřímě úměrná tuhosti daného prvku, jak udává následující vztah:

$$\delta = \frac{F}{k} \quad (14)$$

kde F je působící síla na člen, k je tuhost členu a δ je jeho posunutí (deformace). Obdobně i velikosti reakčních sil v kloubech rámu, resp. ve snímači bude nepřímo úměrně závislá na tuhosti snímače, resp. kloubů rámu. Postup výpočtu velikosti reakčních sil je uveden níže ve vztazích (17) a (18).

Uvažujme, že osy pružin z obr. 5.11 jsou soustředné, tj. při působení síly F_T se konce pružin posunou o stejnou vzdálenost δ . Z toho vyplývá deformační podmínka:

$$\delta = \frac{R_{KP}}{k_{KP}} = \frac{R_S}{k_S} \quad (15)$$

kde R_{KP} je reakční síla působící na pružinu, R_S je reakční síla působící na snímač, k_{KP} je tuhost kloubů rámu a spojovacího prutu a k_S je tuhost snímače. Platí zde také rovnováha sil:

$$R_{KP} + R_S = F_T \quad (16)$$

Z výše uvedených vztahů lze soustavou rovnic vyjádřit velikosti reakčních sil, které jsou následující:

$$R_{KP} = F_T \left(1 - \frac{k_S}{k_{KP} + k_S} \right) \quad (17)$$

$$R_S = F_T \frac{k_S}{k_{KP} + k_S} \quad (18)$$

Soustavu lze zjednodušit na dvě paralelně řazené pružiny, tj. poddajná struktura a spojovací prut jako první pružina, snímač jako druhá. Jejich celková tuhost je součtem jednotlivých, z čehož lze odečtením tuhosti snímače k_S určit tuhost struktury a prutu k_{KP} . Tuhost celé soustavy byla MKP analýzou stanovena v předchozí podkapitole.

$$k_{KP} = k_C - k_S = 212,81 - 24,53 = 188,28 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (19)$$

Pro kritérium přesnosti je nutné vypočítat maximální chybu měření síly dle třídy přesnosti snímače (0,03 %), jak je uvedeno v následujícím vztahu:

$$m_F = E_{\max} m_{rF} = 9,81 \cdot 0,03 \% = 0,00294 \text{ N} \quad (20)$$

kde m_F je chyba měření síly působící na snímač, E_{\max} je jeho nominální zatížení a m_{rF} je relativní chyba měření (třída přesnosti). Dále je nutné spočítat působící sílu na snímač pro nejnižší předpokládanou hodnotu třecí síly při uvažování nejmenší rozlišitelnost součinitele tření, která dle zadání činí $f_{\min} = 0,005$. Ta nastává pro nejmenší nominální zatížení stanovené v zadání, tj. $F_{N\min} = 20 \text{ N}$. Protože relativní chyba měření se zvyšuje s poklesem měřené hodnoty síly, je nutné určit minimální sílu působící na celou soustavu pomocí následujícího vztahu:

$$F_{T\min} = f_{\min} F_{N\min} = 0,005 \cdot 20 = 0,1 \text{ N} \quad (21)$$

Po dosazení této hodnoty do vztahu (18) dostaneme hodnotu nejmenší měřené síly $R_{S\min}$, která působí přímo na snímač:

$$R_{S\min} = F_{T\min} \frac{k_S}{k_{KP} + k_S} = 0,1 \cdot \frac{24,53}{188,28 + 24,53} = 0,01152 \text{ N} \quad (22)$$

Dále zjistíme hodnotu relativní chyby za působení nejmenší měřené síly $m_{rR_{S\min}}$, což je zároveň hodnota relativní chyby součinitele tření $m_{rf_{\min}}$:

$$m_{r\text{ Smin}} = m_{r\text{ fmin}} = \frac{m_F}{R_{\text{Smin}}} = \frac{0,00294}{0,01152} = 0,2552 = 25,52 \% \quad (23)$$

Absolutní chyba součinitele tření $m_{f\text{ min}}$ se stanoví na základě vztahu [19]:

$$m_{f\text{ min}} = f_{\text{ min}} m_{r\text{ fmin}} = 0,005 \cdot 0,2552 = 0,001276 \quad (24)$$

a na základě této hodnoty lze určit nejistotu součinitele tření $u_{f\text{ min}}$ [19]:

$$u_{f\text{ min}} = \frac{m_{f\text{ min}}}{\chi} = \frac{0,001276}{3} = 0,0004253 \quad (25)$$

přičemž koeficient χ má pro rovnoměrné rozložení pravděpodobnosti hodnotu 3 [20]. Z tohoto výpočtu vyplývá, že snímač naměří hodnotu součinitele tření $f = 0,005$ s nejistotou $u_f = 0,0004253$, která je v rozsahu měření, pro který je modul dimenzován, maximální možná. Nejistotu lze zapsat i takto: $f = (0,005 \pm 0,00043)$. Snímač *HBM DF2S-3 1 kg* je z hlediska přesnosti měření vhodný, jelikož měří součinitel tření s nejistotou menší než 0,0005.

Při výběru snímače je ještě nutné zkontrolovat, zda nemůže dojít k jeho přetížení. Maximální hodnota třecí síly, která může působit na soustavu, dle zadání činí $f_{\text{ max}} = 0,2$, při největším zatížení, tj. $F_{\text{ Nmax}} = 150 \text{ N}$:

$$F_{\text{ Tmax}} = f_{\text{ max}} F_{\text{ Nmax}} = 0,2 \cdot 150 = 30 \text{ N} \quad (26)$$

Po dosazení do vztahu (18), jeho úpravě a dosazením $E_{\text{ max}}/2$ (snímač bude předepnut v polovině rozsahu) za $R_{\text{ S}}$, resp. $F_{\text{ Tmax}}$ za $F_{\text{ T}}$ dostaneme minimální tuhost, kterou musí mít rám modulu včetně spojovacího prutu, aby nedošlo k přetížení snímače:

$$k_{\text{ KPmin}} = k_{\text{ S}} \left(\frac{F_{\text{ Tmax}}}{\frac{E_{\text{ max}}}{2}} - 1 \right) = 24,53 \cdot \left(\frac{30}{\frac{9,81}{2}} - 1 \right) = 125,5 \text{ N} \cdot \text{ mm}^{-1} \quad (27)$$

Jelikož hodnota $k_{\text{ KP}} = 188,28 \text{ N} \cdot \text{ mm}^{-1} > k_{\text{ KPmin}}$, snímač vyhovuje, k jeho přetížení nedojde.

Po průzkumu trhu bylo vybíráno mezi několika typy snímačů firmy *HBM* o různých nominálních zatíženích, z nichž jsou některé uvedené v tab. 1. Výše zmíněná kritéria splňovaly čtyři snímače (nevyhovující parametry jsou zvýrazněny červeně), které jsou v tabulce zvýrazněny tučně (tabulka pokračuje i na následující straně). U poptávaných snímačů je uvedena i cena (bez DPH, platná k březnu 2016). Rozhodujícím faktorem byla následně cena snímače.

Tab. 1: Porovnání parametrů vhodných snímačů

Snímač	Nominální zatížení [kg]	Tuhost [N·mm ⁻¹]	Nejistota min. součinitele tření [1]	Cena v Kč
DF2S-3	1	24,53	0,0004253	1484,-
DF2S-3	3	73,58	0,0005237	1484,-
DF2S-3	5	122,63	0,0006218	1484,-
PW22C3	6	392,40	0,0001210	
PW2C3	7,2	141,26	0,0003814	

Tab. 1: Porovnání parametrů vhodných snímačů (pokračování)

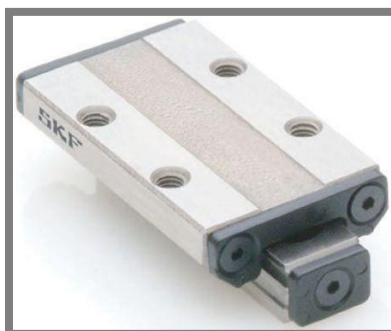
Snímač	Nominální zatížení [kg]	Tuhost [N·mm ⁻¹]	Nejistota min. součinitele tření [1]	Cena v Kč
PW2DC3	7,2	470,88	0,0002289	
PW4MC3	0,5	12,26	0,0002674	5600,–
PW4MC3	2	49,05	0,0001582	5600,–
PW4MC3	3	73,58	0,0002910	5600,–
PW6C3	3	58,86	0,0003433	2940,–
PW6C3	5	98,10	0,0004773	2940,–
PW6C3	10	196,20	0,0006408	2940,–
PW6DC3	3	163,50	0,0001759	
Z6FC3	10	327,00	0,0002319	

Jako nejvhodnější tenzometrický snímač pro měření třecích sil v dané aplikaci byl vybrán *HBM DF2S-3 1 kg*.

5.3 Upevnění snímačů

Při měření jedním ohybovým snímačem v jedné ose je nežádoucí, když je snímač uložen pohyblivě. Při měření dvěma snímači ve dvou vzájemně kolmých osách je však nezbytně nutné, aby snímače byly uloženy pevně v ose měření, resp. v ose deformace snímače, a zároveň pohyblivě v ose kolmé na osu měření. Jinak by nezávislé měření síly nebylo uskutečnitelné.

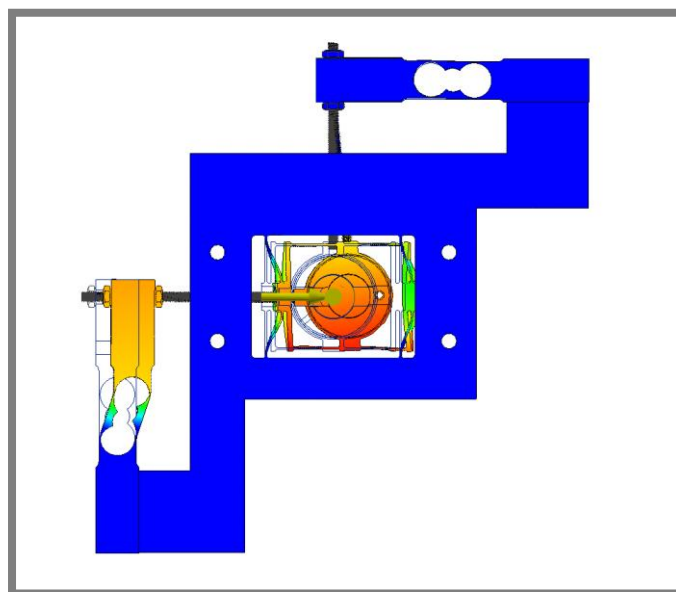
Prvním návrhem bylo použití miniaturního kluzného vedení, např. *LZM* od výrobce *SKF* [22], viz obr. 5.12. Při pohybu by však ve vedení vznikaly další třecí síly, jež by mohly vést k nepřesnému měření. Dále by zvyšovaly množství netlumené



Obr. 5.12: Kluzné vedení LZM [22]

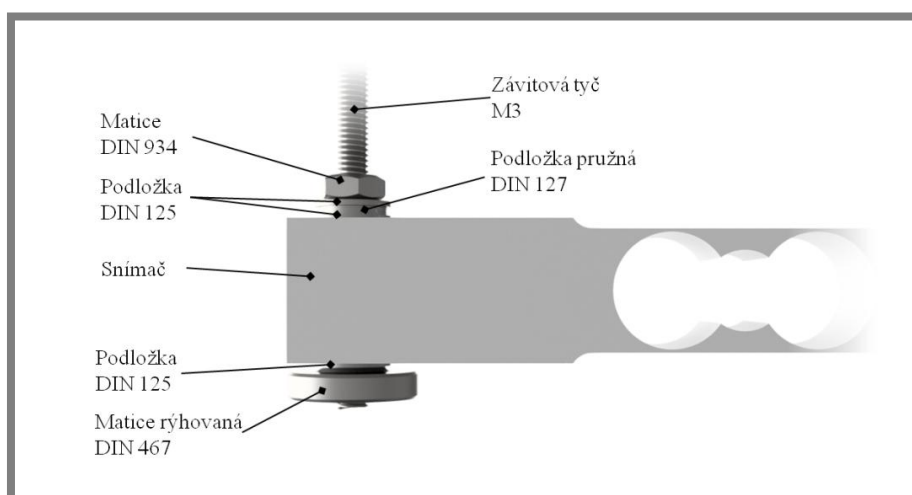
hmoty v soustavě, což by mohlo snížit vlastní frekvenci mechanismu pod nejvyšší frekvenci vibračního pohybu, a to by bylo nežádoucí.

Druhým a posledním způsobem, jak vyřešit daný problém, bylo použít spojovacího prutu s poměrně malou tuhostí. Tzn. jeden konec snímače je pevně



Obr. 5.13: Způsob deformace spojovacích prutů

přišroubován k rámu (posléze v závitě zalepen) a do druhého je vsunut prut (závitová tyč) zajištěný maticemi, viz obr. 5.13. Toto řešení umožňuje pohyb středového členu ve směru kolmém na osu měření díky poddajnosti spojovacího prutu. Při vychýlení ve směru kolmém na osu měření dojde k ohnutí prutu, resp. závitové tyče, přičemž snímač setrvává ve své pozici. Proces dimenzování prutu byl iterační. Nejdříve byla navržnuta závitová tyč s obrobeným válcovým krčkem přibližně ve 2/3 délky tyče o



Obr. 5.14: Upevnění spojovacího prutu ve snímači

menším průměru než malý průměr závitu. Avšak ukázalo se, že obrobit tyč o tak malém průměru (jenž odpovídá malé tuhosti, která je žádoucí) je technologicky náročné a s ohledem na kusovou výrobu neekonomické. Proto bylo od této varianty upuštěno a byla provedena MKP analýza se závitovou tyčí M3 bez krčku. Tuhost soustavy se závitovou tyčí splňovala podmínky přesnosti měření, v tyči však vlivem

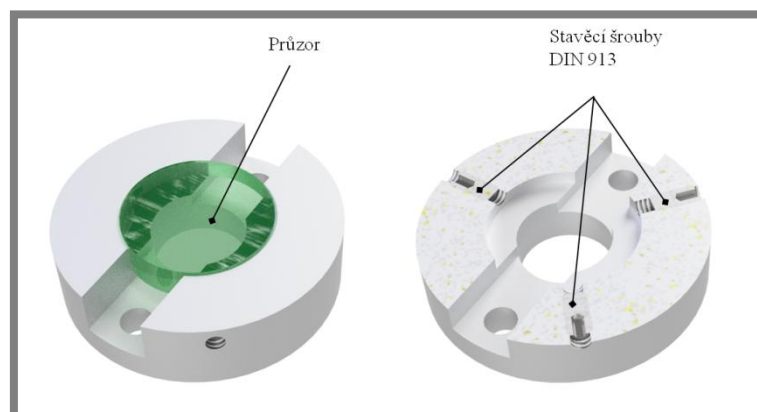
deformace nastává poměrně velké napětí. Nejdříve byl jako vhodný materiál vybrán materiál pro nerezové závitové tyče A2 (DIN 1.4301), avšak po zvážení působících napětí a riziku únavového lomu byl zvolen materiál A4 (DIN 1.4401) s lepšími mechanickými vlastnostmi.

Pomocí soustavy matic a podložek (obr. 5.14) lze regulovat středovou polohu měření snímače. Jak už bylo zmíněno v předchozí podkapitole, měření vyžaduje, aby byly snímače předepruty přibližně v polovině jejich rozsahu.

5.4 Příruba průzoru

Příruba průzoru je adaptérem pro transparentní element (skleněný či safírový průzor s antireflexní a chromovou vrstvou) o průměru $\frac{1}{2}$ palce a tloušťce 6 mm, jenž je zasazen do středového členu rámu modulu. Díky němu je možné jednoduše vyměňovat průzory, navíc je možné, po vytvoření modifikace příruby, použít k měření i průzory jiných rozměrů, než pro které je tato určena.

Jak je patrné z obr. 5.15, v přírubě je zahluubení pro zasazení průzoru a průchozí otvor pro snímání kontaktu kamerou skrz průzor. Průměr průchozího otvoru, který ovlivňuje velikost opěrné plochy průzoru, byl zvolen s ohledem na velikost optického kužele paprsků dle pracovní vzdálenosti používaných objektivů mikroskopu, kterými se snímá třecí rozhraní kontaktu.

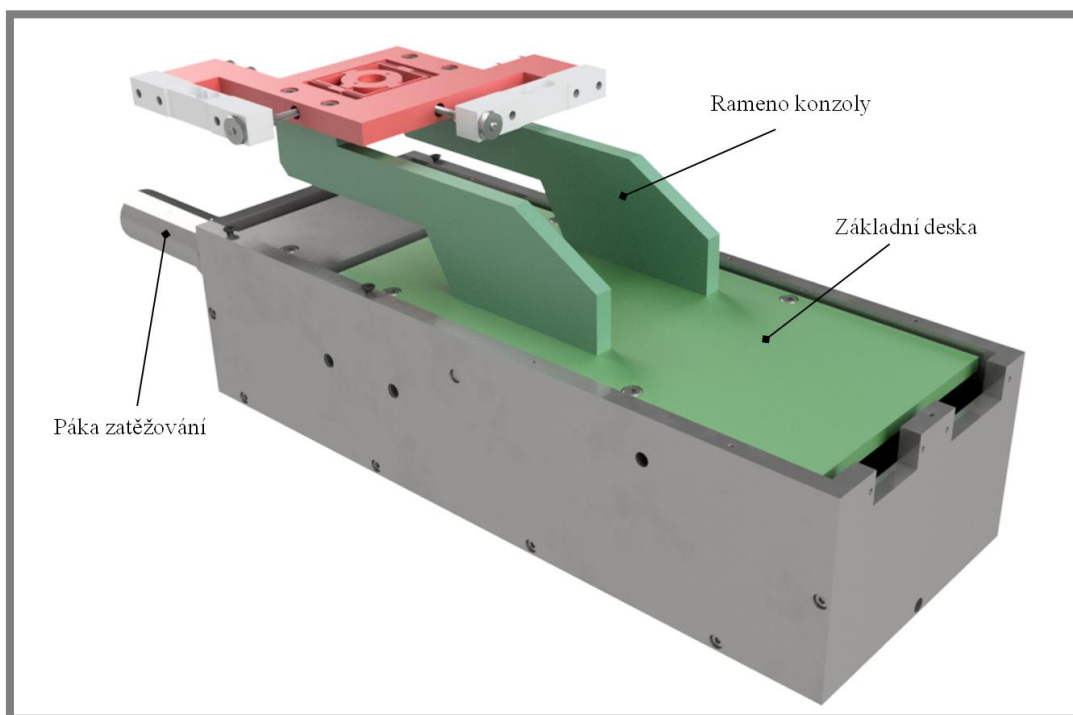


Obr. 5.15: Příruba průzoru

K zajištění průzoru proti pohybu je použito tří stavěcích šroubů. Pro zvýšení odolnosti proti uvolnění spoje vlivem působících vibrací je možné průzor do příruby navíc i přilepit. Celá příruba je dvěma šrouby M2,5 přišroubována do středového členu rámu modulu.

5.5 Upevnění modulu na zatěžovacím mechanismu

Měřicí modul je pomocí základní desky a konzoly tvořené dvěma rameny upevněn na původním zatěžovacím mechanismu měřící aparatury. Ramena konzoly jsou tvarována tak, aby pod nimi bylo možné vést kabely elektroniky potřebné pro vyhřívání nádržky oleje a snímání jeho teploty. Základní deska má stejné rozměry jako deska s pohonem původního uspořádání. Vzhledem k použití v laboratoři a ke korozní odolnosti jsou všechny součásti vyřezány z nerezové oceli DIN 1.4301.

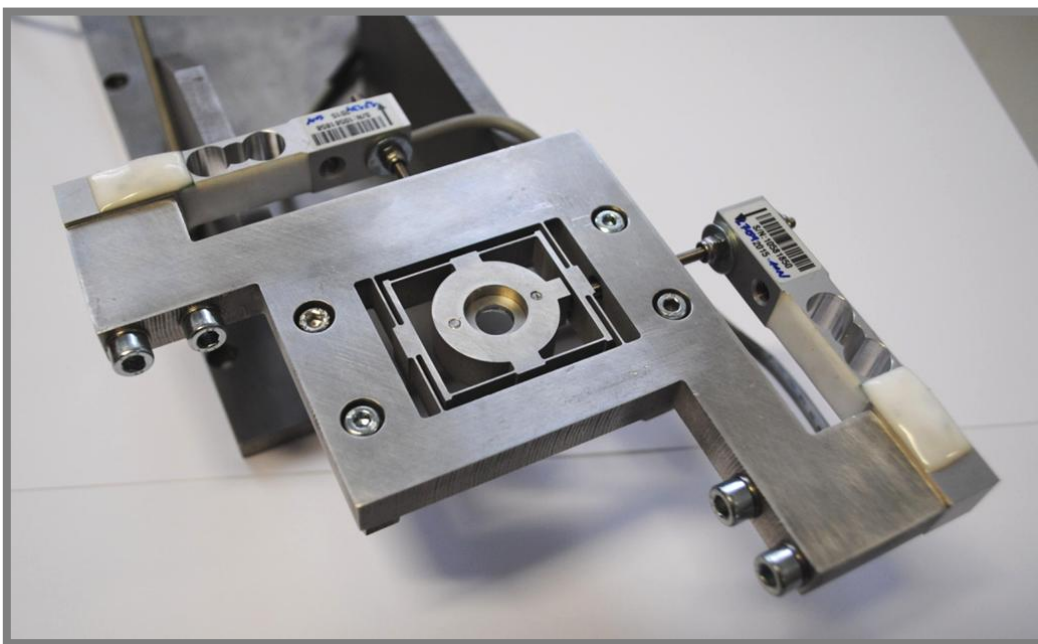


Obr. 5.16: Upevnění na stávajícím zatěžovacím mechanismu

5.6 Technologie výroby, finanční rozvaha a finální výrobek

Již při návrhu modulu byl kladen důraz na jednoduchost výroby jeho dílů z běžně dostupných polotovarů a tím pádem i na nízkou výslednou cenu modulu. Vnější obvod rámu modulu byl vyřezán z duralové desky vodním paprskem s jakostí řezu Q4 (Ra 6,3). Se stejnou jakostí řezu byla vyrobena i ramena konzoly a základní deska, jelikož nároky na jejich přesnost nejsou tak velké jako na rozměrovou přesnost poddajné struktury uprostřed rámu. Na profilu řezu je dobře patrný pro vodní paprsek typický zkos. Poddajná struktura byla vzhledem k jejím rozměrům vyřezána technologií EDM drátořezu, tj. elektrojiskrovým řezáním. Tato technologie sice patří mezi nekonvenční technologie 2D řezání kovů, nicméně i přes to, že se jedná o jednu z nejpřesnějších technologií řezání [23], je cenově dostupná.

Příruba průzoru, jakožto jediná součást kruhového průřezu, byla vysoustružena a v ní umístěná drážka pro hlavy šroubů byla vyfrézována. Další fotografie zhotoveného modulu spolu s jeho použitím v měřící aparatuře je možné nalézt v příloze práce.



Obr. 5.17: Celá sestava modulu



Obr. 5.18: Detail příruby průzoru

Pořizovací cena silových snímačů byla 2×1484 Kč, cena spojovacího materiálu 50 Kč. Výroba dílů přišla na 4350 Kč (z toho 2500 Kč stála výroba rámu včetně vyřezání poddajné struktury). Celkové finanční náklady na realizaci modulu činily 7368 Kč. Výše uvedené ceny jsou bez DPH.

6 DISKUZE

Kvalita povrchu součástí (zejména jejich nízká geometrická přesnost překračující všeobecné tolerance), které byly vyřezány vodním paprskem (ramena konzoly, vnější obvod rámu), není tak vysoká, jak bylo předpokládáno, avšak vliv na funkčnost modulu nemá. Poddajná struktura v rámu byla s ohledem na přesnost a malé rozměry vyřezána elektrojiskrovým drátořezem. Požadovaná rozměrová přesnost materiálových kloubů struktury udaná ve výkresové dokumentaci, která byla stanovena tak, aby při jejím dodržení nedošlo k podstatnému ovlivnění měření, činila $\pm 0,01$ mm. Kontrolou tloušťky materiálových kloubů posuvným měřidlem v několika místech bylo zjištěno, že odchylka tloušťky kloubu dosahuje až 0,04 mm, což se projevilo i v testovacím měření vzájemným ovlivňováním senzorů síly.

Už během navrhování bylo zřejmé, že vzájemné ovlivňování posuvu os nelze eliminovat úplně. Z MKP analýz bylo stanoveno, že působení síly pouze v jedné poddajné ose způsobí výchylku druhé (nezatížené) poddajné osy v hodnotě přibližně 3 %. Při testování modulu bylo však změřeno vzájemné ovlivnění pro jednu osu 4 % a pro druhou osu dokonce 10 %. Je možné, že výsledky MKP analýzy neodpovídaly reálné součásti, avšak zvláště fakt, že rozdíl mezi těmito ovlivněními je tak velký, mě nutí se spíše přiklonit k závěru, že tento jev je způsoben nepřesně vyřezanými materiálovými klouby. K eliminaci tohoto jevu je nutné na základě empirického stanovení míry vzájemného ovlivnění obou snímačů navrhnout a využít algoritmus, který bude vhodně upravovat naměřená data.

Při sestavování modulu bylo upuštěno od použití kombinace rýhovaných matic a pružných podložek. Ukázaly se jako nepraktické, protože při utahování matic nebylo možné přesně a pevně zajistit snímače ve středové poloze vzhledem k současné deformaci pružných podložek. Byly proto nahrazeny samojistícími maticemi čímž odpadlo i použití pružných podložek.

Při prvním ověřovacím měření byl modul zatěžován současně ve dvou osách vibračním (translačním) a rotačním pohybem kuličky. Modul bez újmy obstál i vibrační pohyb o frekvenci 300 Hz, tj. nejvyšší frekvenci, kterou je možné na laboratorní sestavě použít. Do frekvence vibračního pohybu o hodnotě 100 Hz nebyly pozorovány účinky vibrací na kvalitu odčítaných signálů síly. Po překročení této hodnoty je však v měřeném signálu patrný šum. Při hodnotách frekvence vibračního pohybu blízké 300 Hz bylo možné okem zpozorovat chvění samotného modulu. Důvodem k tomuto chování může být uložení celého tribologického simulátoru na 2D polohovacím stole bez aretace jeho polohy. Vlivem buzení vibrací v kontaktu kuličky a průzoru rovněž dochází k přenosu vibrací do místa upevnění snímačů a tím i k rušení signálu. Řešením může být dodatečná aretace polohovacího stolu simulátoru a použití softwarové filtrace signálu pro odstranění šumu či omezení frekvenčního pásma signálu [24].

Dále bylo také provedeno testovacího měření, při kterém byl modul zatěžován pouze v jedné ose rotačním pohybem kuličky bez vibrací. Podmínky měření byly následující: mazivo SN650 + 15 % polyisoprenu; skluzová rychlost $0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$; teplota maziva $40 \text{ }^{\circ}\text{C}$; normálová síla 31,6 N. Naměřená hodnota součinitele tření činila $f = 0,04407$ při nejistotě součinitele $u_f = 0,000436$. Dle vypočtené nejistoty na základě naměřených dat lze říci, že modul při tomto měření splnil požadavky kladené z hlediska přesnosti (viz kap. 3.2 a 5.2) a je tedy dostatečný pro zadanou aplikaci

měření tření v mazaném kontaktu, kde je v závislosti na zvoleném mazivu běžně dosahováno hodnot smykového tření v rozsahu 0,03 až 0,12 [25].

7 ZÁVĚR

7

Bakalářská práce se zabývá návrhem a realizací laboratorního modulu pro měření součinitele tření, resp. třecích sil současně ve dvou osách. Z absence podobného zařízení vyplynula nutnost pro jeho realizaci.

Rešeršní část této práce je věnována obecným základům tribologie a tenzometrickým snímačům, jelikož právě tyto byly vybrány za nevhodnější způsob snímání působící třecí síly ve zkoumaném mazaném kontaktu. Dále se rešeršní část zabývá problematikou poddajných struktur, jejich potenciálem i překážkách při jejich využití v mechanismech. Mezi hlavní přednosti poddajných struktur, respektive materiálových kloubů patří absence třecích ztrát a kompaktnost, což bylo pro konstrukci měřicího modulu klíčové.

V části věnované návrhu a konstrukci bylo navrženo celkem devět koncepčních variant pro čtyři stěžejní prvky, ze kterých se modul skládá. Uvážením podmínek, výhod a nevýhod jednotlivých konceptů byly vybrány ty nejvhodnější; tyto pak byly rozvíjeny iteračním procesem ve výsledné konstrukční řešení. Finální konstrukční návrh byl poté realizován. Finanční náklady na realizaci činily 7368,– Kč bez DPH.

Měřicí modul je schopen měřit součinitel tření v rozsahu od $f = 0,005$ až $0,2$ při zatěžovací normálové síle $F_N = 20$ až 150 N s chybou měření menší než $u_f = 0,0005$. Rozměry celé sestavy měřicího modulu včetně konzoly a základní desky jsou $347 \times 148 \times 72$ mm (délka \times šířka \times výška).

Na měřicím modulu bylo testovacím měřením nutné ověřit, zda splňuje požadavky dané zadáním práce. Měření bylo provedeno za použití maziva SN650 + 15 % polyisoprenu při skluzové rychlosti $0,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, teplotě maziva $40 \text{ }^\circ\text{C}$ a normálové síle o velikosti $31,6$ N. Naměřená hodnota součinitele tření činila $f = 0,04407$ při nejistotě součinitele $u_f = 0,000436$, tj. přesnost měření pro tyto podmínky byla dostačující. Pro toto měření nebylo při sběru dat využito softwarového filtrování signálu snímačů síly.

Cíle práce byly splněny v plném rozsahu. Je však nutné ještě ověřit modul z hlediska přesnosti na celém rozsahu provozních podmínek měřicí aparatury. Mezi úlohy vyplývající z nedostatků modulu, které je možné řešit v budoucnu, patří například návrh algoritmu pro eliminaci vzájemného ovlivňování snímačů nebo návrh aretace stolu simulátoru a softwarové filtrace signálu pro odstranění šumu v měřeném signálu. Tyto úlohy jsou však nad rámec řešení této bakalářské práce.

Realizovaný modul je určen pro potřeby tribologické laboratoře Ústavu konstruování k popisu třecích procesů v mazaných kontaktech, které nebyly doposud na poli výzkumu objasněny.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Reducing friction can save energy and billions of dollars. *Reliable Plant* [online]. [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: <http://www.reliableplant.com/Read/22777/reducing-friction-energy-dollars>
- [2] TU v Liberci. Tribologie [skripta]. [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/stud_materialy/ttv/tribologie.pdf
- [3] Tribologické aspekty kontaktních povrchů. *Ústav konstruování* [online]. 2006 [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: <http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/prednaska2.pdf>
- [4] Tření, mazání, opotřebení. *Ústav konstruování* [online]. 2006 [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: <http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/5CK/prednasky/prednaska4.pdf>
- [5] HALLIDAY, David, Robert RESNICK a Jearl WALKER. *Fyzika: vysokoškolská učebnice obecné fyziky*. Brno: VUTIUM, 2000. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 8021418680.
- [6] ČUKAN, Jozef. Parametre tenzometrických snímačov sily a odporúčania pre správny výber. In: *EMSYST* [online]. [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: http://www.emsyst.sk/dok/Parametre_tenzometrickych_snimacov%20sily_a_odporucania_pre_spravny_vyber.pdf
- [7] Jak správně vybrat tenzometrický snímač sil. *ULTICELL* [online]. [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: <http://www.utilcell.com/content/jak-spravne-vybrat-tenzometricky-snimac-sil>
- [8] VLK, Miloš, Lubomír HOUFEK, Pavel HLAVOŇ, Petr KREJČÍ, Vladimír KOTEK a Jiří KLEMENT. *Experimentální mechanika* [online]. *Ústav mechaniky těles*. Brno, 2003 [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: http://www.umt-old.fme.vutbr.cz/_studium/_opory/Experimentalni_mechanika.pdf
- [9] HOFFMANN, Karl. *An Introduction to Measurements using Strain Gages*. Darmstadt: Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, 1989, 257 s.
- [10] HOWELL, Larry L., Spencer P. MAGLEBY a Brian M. OLSEN (eds.). *Handbook of compliant mechanisms*. Chichester: John Wiley & Sons, 2013. ISBN 9781119953456.
- [11] Intro to Compliant Mechanisms. *Brigham Young University: Compliant Mechanisms Research* [online]. [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: <https://compliantmechanisms.byu.edu/content/intro-compliant-mechanisms>
- [12] LOBONTIU, Nicolae. *Compliant mechanisms: design of flexure hinges*. Boca Raton: CRC Press, 2003. ISBN 0849313678.
- [13] Vybavení tribologické laboratoře. *Ústav konstruování* [online]. [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: http://uk.fme.vutbr.cz/www_uk/texty/vyzkum_tribologie/vybaveni/obrazkyclanku/vyzkum_tribologie/obrazkyclanku/vyzkum_tribologie

- [14] FRÝZA, Josef. Studium smykově namáhaných elastohydrodynamických mazacích filmů za tranzientních podmínek. In: *Ústav konstruování* [online]. [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: http://uk.fme.vutbr.cz/digitalni_knihovna/detail_dokumentu/2274/studium-smykove-namahanych-elastohydrodynamickych-mazacich-filmu-za-tranzientnich-podminek
- [15] Katalog hliníkových polotovarů. *PRIMAPOL* [online]. [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: http://en.primapol.cz/gallery/upload/Catalogues/Aluminum_Hlink.pdf
- [16] Konstruování strojů: Porušování při cyklickém zatěžování. *Ústav konstruování* [online]. [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: <http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/5CK/prednasky/prednaska2.pdf>
- [17] MARIN, Joseph. *Mechanical behavior of engineering materials*. Englewood Cliffs, N.J.: Prentice-Hall, 1962.
- [18] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). *Konstruování strojních součástí*. Překlad Martin Hartl. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.
- [19] DF2S: Parametry snímače. *Hottinger Baldwin Messtechnik* [online]. [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: http://www.hbm.cz/Prospekty/Singlepointy/DF2/p_DF2S_e.pdf
- [20] KOHOUT, Zdeněk. *Laboratorní cvičení z fyziky*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 8001024725.
- [21] *Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH* [online]. [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: <http://www.hbm.cz/>
- [22] Miniatures slides LZM. *SKF* [online]. [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: <http://www.skf.com/group/products/linear-motion/linear-guides-and-tables/linear-tables/non-driven-tables/miniature-slides-lzm/index.html>
- [23] Waterjet Cutting Compared. *OMAX Abrasive Waterjets* [online]. [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: <https://www.omax.com/learn/waterjet-cutting-compared>
- [24] Filtrace signálu. *Energetický ústav* [online]. [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: <http://ottp.fme.vutbr.cz/skripta/vlab/daq/Ka05-04.htm>
- [25] Coefficients of Friction. *Engineers Edge* [online]. [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: http://www.engineersedge.com/coefficients_of_friction.htm

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

Zkratka Význam

ASME	American Society of Mechanical Engineers
DIN	Deutsche Industrie-Norm
DPH	Daň z přidané hodnoty
EDM	Electrical discharge machining
HDP	Hrubý domácí produkt
MKP	Metoda konečných prvků

Symbol	Jednotka	Popis
A	1	parametr mazání
R	m	poloměr
R	Ω	elektrický odpor
l	m	délka
S	m^2	průřez drátu
ρ	$\Omega \cdot m$	rezistivita vodiče
k	1	deformační součinitel tenzometru
ε	1	poměrná deformace
F_N	N	normálová síla v mazaném kontaktu
f	1	součinitel tření
u_f	1	nejistota součinitele tření
Q	N	zatěžovací síla
F_T	N	třecí síla
R_{KP}	N	reakční síla působící na klouby rámu a spojovací prut
R_S	N	reakční síla působící na snímač
F_C	N	celková síla působící na snímač
F_{PS}	N	síla od předeprnutí snímače
k_{KP}	$N \cdot m^{-1}$	tuhost kloubů rámu a spojovacího prutu
k_S	$N \cdot m^{-1}$	tuhost snímače
t	m	tloušťka kloubu
a	m	rozměr nejmenšího prvku výpočetní sítě
σ	$N \cdot m^{-2}$	mechanické napětí
R_m	$N \cdot m^{-2}$	mez pevnosti
$R_{p0,2}$	$N \cdot m^{-2}$	smluvní mez kluzu
k_{KP}	1	bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti
k_{ASME}	1	bezpečnost vůči meznímu stavu únavy dle ASME kritéria
k_{Gerber}	1	bezp. vůči meznímu stavu únavy dle Gerberova kritéria
f_0	Hz	modální frekvence
s	m	zdvih snímače
E_{max}	N	nominální zatížení snímače
δ	m	posunutí
m_f	N	absolutní chyba měření součinitele tření
m_{rf}	N	relativní chyba měření součinitele tření
χ	1	koefficient rozložení pravděpodobnosti

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 2.1: Stribeckova křivka [4]	16
Obr. 2.2: Typy tenzometrických snímačů [21]	17
Obr. 2.3: Graf hystereze při přetvoření [7]	18
Obr. 2.4: Druhy kovových mřížek [9]	21
Obr. 2.5: Tenzometrické řetězce [9]	21
Obr. 2.6: Tenzometrické kříže [9]	22
Obr. 2.7: Tenzometrické růžice [9]	22
Obr. 2.8: Navařovací tenzometr [9]	22
Obr. 2.9: Tenzometr s volnou mřížkou [9]	23
Obr. 2.10: Konvenční rotační a materiálový kloub [12]	25
Obr. 2.11: Kinematická paralela materiálového kloubu [12]	25
Obr. 2.12: Hybridní polohovací $xy\theta$ platforma [12]	26
Obr. 3.1: Stávající laboratorní sestava [13]	27
Obr. 3.2: Schéma stávající sestavy [14]	28
Obr. 4.1: Schematický nákres paralelogramu	29
Obr. 4.2: Parazitní pohyb paralelogramu	30
Obr. 4.3: Uložení na valivých elementech	30
Obr. 4.4: Oba členy poddajné struktury	31
Obr. 4.5: Vnitřní člen poddajné struktury	31
Obr. 4.6: Skica uložení se stahovacím šroubem	32
Obr. 4.7: Uložení v separátní součásti	33
Obr. 4.8: Zatěžovací mechanismu s nasouvacími kotouči	34
Obr. 4.9: Zatěžování pomocí stávajícího mechanismu [14], upraveno	34
Obr. 5.1: Měřicí modul s modulem pro buzení vibrací	36
Obr. 5.2: Pohled na soustavu v řezu	37
Obr. 5.3: Model poddajného mechanismu	37
Obr. 5.4: Geometrie materiálového kloubu	38
Obr. 5.5: Výsledky MKP analýzy (vlevo redukované napětí, vpravo posunutí)	38
Obr. 5.6: Výpočetní síť testovaného elementu	39
Obr. 5.7: Graf závislosti tuhosti a max. reduk. napětí na geometrii kloubů testovaného elementu	39
Obr. 5.8: Nasimulovaná deformace měřicího modulu při zatížení	40
Obr. 5.9: Výsledky modální analýzy modulu	42
Obr. 5.10: Finální podoba sestavy měřicího modulu	42
Obr. 5.11: Model poddajného mechanismu	43
Obr. 5.12: Kluzné vedení <i>LZM</i> [22]	46

Obr. 5.13: Způsob deformace spojovacích prutů.....	47
Obr. 5.14: Upevnění spojovacího prutu ve snímači.....	47
Obr. 5.15: Příruba průzoru.....	48
Obr. 5.16: Upevnění na stávajícím zatěžovacím mechanismu	49
Obr. 5.17: Celá sestava modulu	50
Obr. 5.18: Detail příruby průzoru	50

11 SEZNAM TABULEK

11

Tab. 1: Porovnání parametrů vhodných snímačů	45
---	----

12 SEZNAM PŘÍLOH

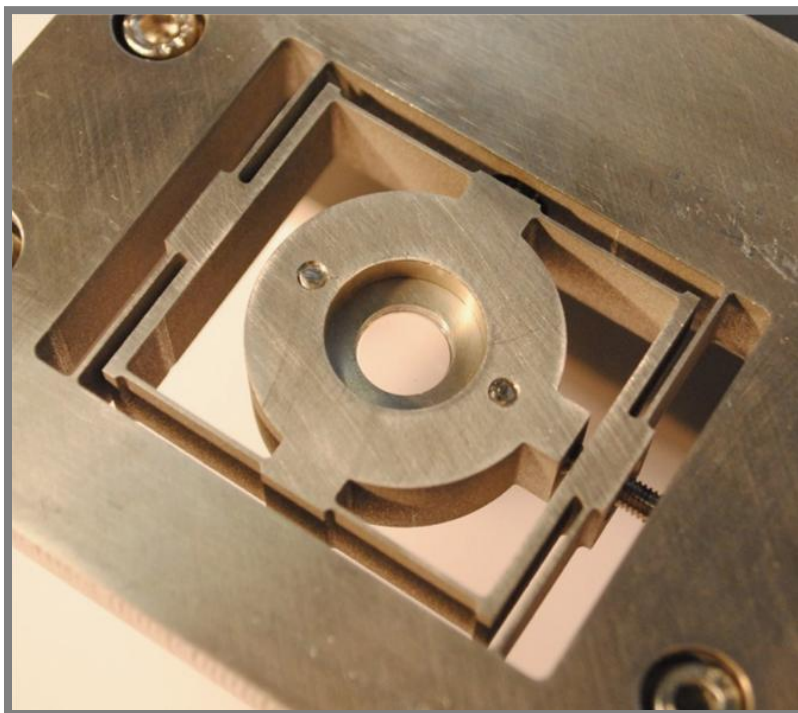
Příloha 1 Fotodokumentace

Příloha 2 Výkresová dokumentace

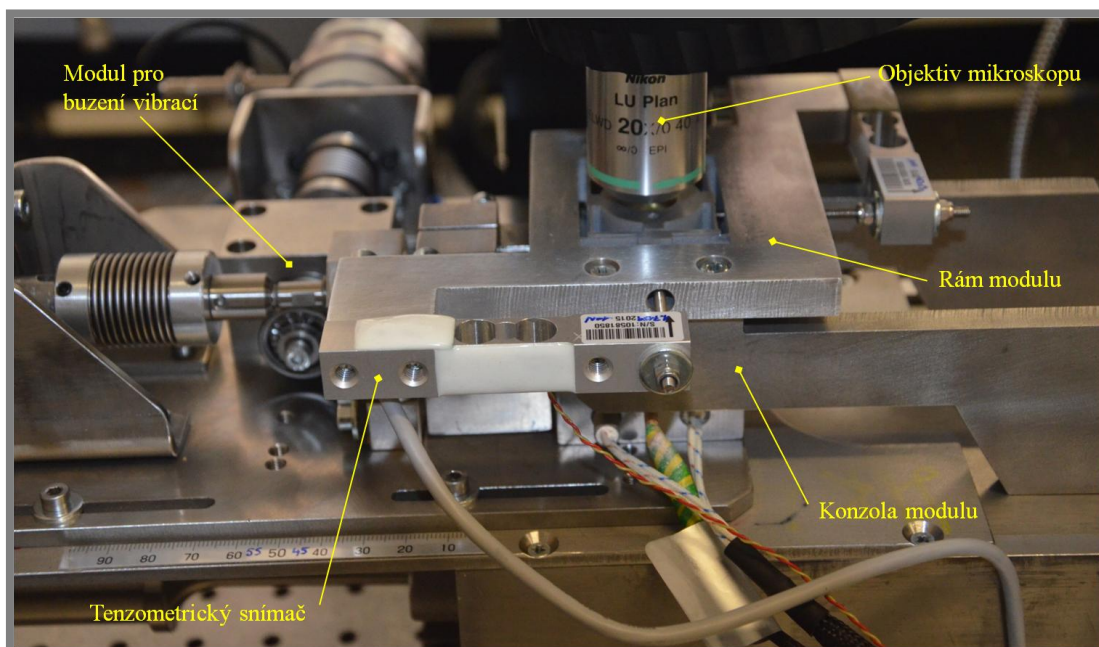
BP-0000	Rám modulu (výkres pro EDM drátořez)
BP-0001	Rám modulu
BP-0002	Příruba průzoru $\varnothing 12,7 \times 3$ mm
BP-0002-2	Příruba průzoru $\varnothing 12,5 \times 6$ mm
BP-0003	Základní deska
BP-0004	Konzola modulu

CD s elektronickou podobou práce

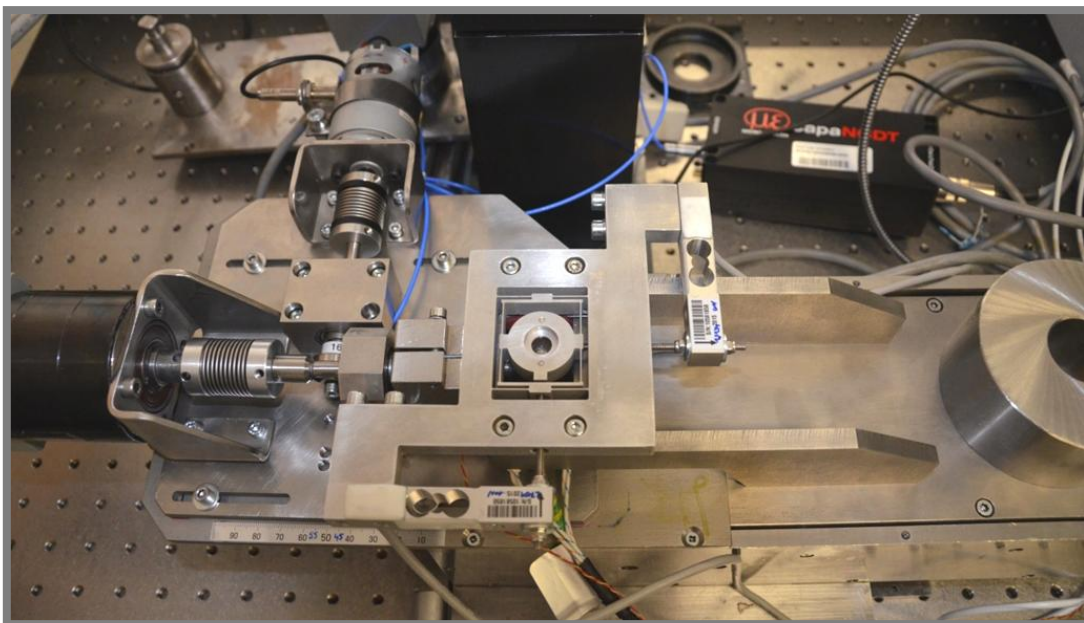
PŘÍLOHA 1



Obrázek: Detail poddajné struktury rámu



Obrázek: Popis celé měřicí sestavy



Obrázek: Měřicí modul s modulem pro buzení vibrací